

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE TITRE DE DOCTEUR-INGÉNIEUR

PAR

IQBAL MUJTABA KHAN

Première thèse

**Contribution à l'étude de la combustion des carburants légers
dans un moteur à allumage par compression**

Deuxième thèse

PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ

soutenues le 5 juin 1963, devant la Commission d'examen

MM. LAFFITTE	Président.
SIESTRUNCK	} Examineurs.
VICHNIEVSKY	

PUBLIÉ PAR LA REVUE DE L'INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE
ET ANNALES DES COMBUSTIBLES LIQUIDES

1964, Vol. XIX, n° 2, février

PARIS



Digitized by the Internet Archive
in 2026

https://archive.org/details/IA41550210_0048

THÈSES

PRÉSENTÉES

A LA FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS

POUR OBTENIR

LE TITRE DE DOCTEUR-INGÉNIEUR

PAR

IQBAL MUJTABA KHAN

Première thèse

**Contribution à l'étude de la combustion des carburants légers
dans un moteur à allumage par compression**

Deuxième thèse

PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ

soutenues le 5 juin 1963, devant la Commission d'examen

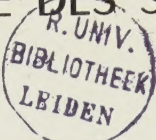
MM. LAFFITTE	Président.
SIESTRUNCK	} Examinateurs.
VICHNIEVSKY	

PUBLIÉ PAR LA REVUE DE L'INSTITUT FRANÇAIS DU PÉTROLE
ET ANNALES DES COMBUSTIBLES LIQUIDES

1964, Vol. XIX, n° 2, février

PARIS

FACULTÉ DES SCIENCES DE L'UNIVERSITÉ DE PARIS



PROFESSEURS

Doyen..... M. ZAMANSKY.

JULIA G..... T Analyse sup. et Algèbre sup.
PRENANT..... T Anat. et Histol. comp.
GRASSE..... T Évolution des êtres orga-
nises.

PRÉVOST..... T Chimie organique.
WYART..... T Minéralogie et Cristallogr.
TEISSIER..... T Zoologie.
MANGENOT..... T Biologie végétale (Orsay).
AUGER..... T Physique quantique et Rela-
tivité.

MONNIER..... T Physiologie générale.
PIVETEAU..... T Paléontologie.
ROCARD..... T Physique (E. N. S.).
CARTAN..... T Mathématiques (E. N. S.).
LAFFITTE..... T Chimie générale.
FAVARD..... T Géométrie supérieure.
COULOMB..... T Physique du Globe.
M^{II}* COUSIN..... T Biologie animale (S. P. C. N.).
CHRÉTIEN..... T Chimie minérale.
DRACH..... T Zoologie.
KASTLER..... T Physique (E. N. S.).
EPHRUSSI..... T Génétique.
RIVIÈRE..... T Géologie (S. P. C. N.) et
Sédimentologie (Orsay).

GAUTHERET..... T Biologie végétale (P. C. B.).
LUCAS R..... T Recherches physiques.
THOMAS A..... T Biologie cellulaire.
ARNULF..... T Optique appliquée.
MORAND..... T Physique Enseignement.
SOLEILLET..... T Physique (P. C. B.).
FORTIER..... T Mécanique expérimentale des
fluides.

PETIT..... T Biologie maritime.
QUENEY..... T Météorologie et Dynamique
atmosphérique.

GALLIEN..... T Embryologie.
EICHORN..... T Botanique.
DE CUGNAC..... T Biol. végétale (S. P. C. N.).
M^{II}* CAUCHOIS..... T Chimie physique.
THELLIER..... T Physique du Globe.
L'HÉRITIER..... T Biologie générale (Orsay).
GRIVET..... T Radio-électricité (Orsay).
PONCIN..... T Mécanique générale.
DUBREIL..... T Arithmétique et Théorie des
nombres.

QUELET..... T Chimie organique.
CAGNIARD..... T Géophysique appliquée.
CHAMPETIER..... T Chimie macromoléculaire.
CUVILLIER..... T Micropaléontologie.
JUNG..... T Géologie.
TRILLAT..... T Microscopie et Diffraction
électronique.

WIEMANN..... T Chimie organ. et structur.
JACQUINOT..... T Spectroscopie et Physique
céleste (Orsay).

VASSY..... T Physique de l'atmosphère.
DESTOUCHES..... T Théories physiques.
AMIEL..... T Chimie générale.
HOCART..... T Minéralogie et Cristallogr.
MATHIEU J.-P..... T Physique Optique.
COUTEAUX..... T Cytologie.

MAY..... T Zoologie (Orsay).
CHOUQUET..... T Théorie des fonct. et Topol.
FELDMANN..... T Biologie végétale marine.
GUINIER..... T Phys. des solides (Orsay).
JOST..... T Physiologie comparée.
FORTET..... T Calcul des probabilités et
Physique mathématique.

SCHWARTZ..... T Calc. différentiel et intégral.
CHOUARD..... T Physiologie végétale.
MALAVARD..... T Aviation (Techn. aéronaut.).
BRELOT..... T Calc. différentiel et intégral.
NORMANT..... T Synthèse organique.
BÉNARD..... T Chimie minérale.
BUVAT..... T Botanique (E. N. S.).
DUGUE..... T Statistiques mathématiques.
SOULAIRAC..... T Psychophysique.
ULRICH..... T Physiologie végét. appliq.
MARECHAL..... T Optique théorique et appli-
quée.

KIRRMANN..... T Théories chimiques.
CHADEFAUD..... T Botanique.
M^{II}* LE BRETON..... T Physiologie de la nutrition.
LELONG..... T Application de l'analyse à la
géométrie.

DEVILLERS..... T Anatomie et Histologie com-
parées.

EHRESMANN..... T Topologie algébrique.
FRANCON..... T Physique (S. P. C. N.).
GLANGEAUD..... T Géog. physique et Géologie.
GODEMENT..... T Mathématiques (M. G. P.).
PISOT..... T Tech. mathém. de la phys.
ROCH..... T Géologie.
SCHATZMANN..... T Astrophysique.
TERMIER..... T Géologie générale.

ZAMANSKY..... T Mathématiques générales.
LENNUIER..... T Physique (M. G. P.).
RIZET..... T Génétique (Orsay).
ROUTHIER..... T Géologie appliquée.
M^{II}* TONNELAT..... T Physique théorique.
DIXMIER..... T Mathématiques (M. P. C.).
SOUCHAT..... T Chimie générale.
AIGRAIN..... T Electrotechnique générale.
BRUSSET..... T Chimie systématique.
LEVY M..... T Physique théorique des hau-
tes énergies (Orsay).

M^{II}* CHAIX..... T Chimie biologique.
M^{II}* HUREL-PY..... T Biologie végétale (P. C. B.).
PIAUX..... T Chimie (M. P. C.).
BRUN..... T Méc. théorique des fluides.
LEDERER..... T Chimie biologique (Orsay).
M^{II}* DUBREIL..... T Mathém. (Agrégation).
M^{II}* LELONG..... T Mathématiques II (E. N. S.).
BELLAI..... T Géologie (S. P. C. N.).
COTTE..... T Physique électricité.
DUBOIS J.-E..... T Chimie organique.
LAMOTTE..... T Zoologie (E. N. S.).
MICHEL A..... T Chimie minérale (Orsay).
OLMER..... T Energétique générale.
ROUAULT..... T Electricité (Orsay).
GAUTHIER..... T Mécanique appliquée.
BARCHEWITZ..... T Chimie physique.
BROSSEL..... T Physique atomique.
BUSER..... T Physiologie comparée.
CAMUS..... T Physiol. vég. (Orsay).
CASTAING..... T Physique II Thermo. (Orsay).
CURIEN..... T Minéralogie et Cristallogr.
MOYSE..... T Physiologie vég. (Orsay).
NOIROT..... T Evolution des êtres org.
PANNETIER..... T Chimie générale.
POSSOMPES..... T Zoologie.
PULLMANN..... T Chimie quantique.
TEILLAC..... T Physique nucléaire et Radio-
activité (Orsay).

TONNELAT..... T Biologie phys.-chim. (Orsay).
VILLE..... T Econométrie.
WILLEMART..... T Chimie (P. C. B.).
DODE..... T Chimie (Orsay).
FREYMAN..... T Recherches physiques.
GUINOCHE..... T Biologie végétale (S. P. C. N.)
(Orsay).

ROLLET..... T Chimie minérale.
M^{II}* JOSIEN..... T Chimie (S. P. C. N.).
CHEVALLEY..... T Géométrie algébrique et
Théorie des groupes.

ARNOULT..... T Electronique (Orsay).
CHAPELLE..... T Physique I (Orsay).
DELANGE..... T Mathématiques I (Orsay).
DENY..... T Mathém. génér. (Orsay).
GERMAIN..... T Méc. théorique des fluides.
LUCAS G..... T Géologie.
ALLARD..... T Chimie physique.
BERTHELOT..... T Phys. des particules fonda-
mentales (Orsay).

BRICARD..... T Météorologie et Physique de
l'atmosphère.

M^{II}* ALBE-
FESSARD..... T Psychophysique.
FRIEDEL..... T Phys. des solides (Orsay).
JULIA M..... T Etudes des molécul. complexes.
LENDER..... T Biologie animale (S. P. C. N.)
(Orsay).

MAGAT..... T Physico-Chimie des radio-
éléments.

M^{II}* QUINTIN..... T Electrochimie.
MONOD..... T Chimie du métabolisme.
BENOIT..... T Physiologie anim. (Orsay).
DE POSSEL..... T Analyse numérique.
CHARLOT..... T Chimie analytique.
LEME..... T Ecologie végétale (Orsay).
GUERIN..... T Chimie (M. P. C.) (Orsay).
CHATELET M..... T Chimie (P. C. B.).

JEAN..... T Physique nucléaire (Orsay).
MATTIER..... T Physique (S. P. C. N.).
BERGERARD..... T Zoologie (Orsay).
BERTEIN..... T Electronique (Orsay).
BOUSSIÈRES..... T Radiochimie.
M^{II}* COUTURE..... T Thermodynamique et Méca-
nique physique.

ELLENBERGER..... T Géologie des grandes régions
du Globe.

FRANC..... T Biologie animale (P. C. B.).
SCHNELL..... T Botanique tropicale.
STOLKOWSKI..... T Physiologie végétale.
ACHER..... T Chimie biologique.
BAUDOUIN..... T Biologie anim. (P. C. B.).
BEAUMONT..... T Biologie anim. (S. P. C. N.).
BLAMONT..... T Géophysique ionosphère.
BOURREAU..... T Botanique.
CURIE D..... T Physique (M. G. P.).
DURAND-DELGA..... T Géologie.

FRÉON..... T Chimie organique (Orsay).
HELLER..... T Physiologie végétale.
TORTRAT..... T Calcul des probabilités.
CAILLEUX..... T Géologie (S. P. C. N.).
MAGNAN..... T Physique (S. P. C. N.).
DAUDEL..... T Mécanique ondulatoire ap-
pliquée à la chimie théor.
et à la physique nucléaire.
Biologie végét. (S. P. C. N.).

M^{II}* FOURCROY..... T Mécanique analytique et
M^{II}* CHOUQUET-
BRUHAT..... T Mécanique céleste.

M^{II}* VEIL..... T Physiologie générale.
LWOFF..... T Microbiologie.
SIESTRUNCK..... T Mécanique physique et expé-
rimentale.

LACOMBE..... T Métallurg. des métaux nucl.
(Orsay).

BROCHARD..... T Physique (P. C. B.) (Orsay).
CABANNES..... T Mécanique générale.
LESIEUR..... T Mathématiques I (Orsay).
MAZET..... T Mécanique générale (Orsay).
CAIRE..... T Géographie phys. et Géol.
dynamique.

COMOLET..... T Mécanique des fluides.
CORABŒUF..... T Physiologie animale (Orsay).
DELLOUE..... T Physique de l'exosphère.
GORENFLOT..... T Botanique II (Orsay).
HOUILLOIN..... T Biologie animale (P. C. B.).
JULLIEN J..... T Chimie (S. P. C. N.) (Orsay).
MALGRANGE..... T Tech. math. de la phys.
(Orsay).

OLIVIER..... T Anthropologie.
NOZERAN..... T Botanique II (Orsay).
BLANC-LAPIERRE..... T Physique (E. N. S.) (Orsay).
CHEVAUGEON..... T Botanique (Orsay).
KAHANE..... T Mathématiques (Orsay).
SAMUEL..... T Mathém. (E. N. S. féminines).
KOURGANOFF..... T Astronomie (Orsay).
THIRY..... T Mécanique céleste.
ABELES..... T Physique (S. P. C. N.).
AMAT..... T Physique (P. C. B.).
AUBOIN..... T Géologie.

M^{II}* BENOIT-
GUEUTAL..... T Physique nucléaire et radio-
activité (Orsay).

BOUGIS..... T Biol. mar. (Villefranche/Mer).
BRUHAT..... T Mathématiques (M. P. C.).
BRUNN..... T Géologie historique (Orsay).
CHABBAL..... T Physique (M. G. P.) (Orsay).
DEHEUVELS..... T Mathématique propé.
D'ESPAGNAT..... T Physique théorique (Orsay).
FURON..... T Géologie (S. P. C. N.).

M^{II}* GANS..... T Génétique.
GENEVES..... T Biologie végétale (P. C. B.).
GUILBERT..... T Physique (C. U. S. Orléans).
HUPE..... T Pétrographie.
HOLLANDE..... T Biologie générale.
LIONS..... T Analyse numérique.
MAITTE..... T Chimie (P. C. B.).
MEYER..... T Physique propédeutique.
NICOLAS..... T Géologie appliquée.
PANIGEL..... T Biologie générale.
RAVIER..... T Pétrographie.

ROSEAU..... T Méca. théor. des fluides.
ROUBINE..... T Electronique.
SILBER..... T Chimie (P. C. B.).
UEBERSFELD..... T Electronique.
YVON..... T Théories physiques.
HERVE..... T Mathématiques.
NERON..... T Mathémat. (M. P. C.) (Orsay).

M^{II}* PECKER..... T Astrophysique.
WIMEL..... T Physique (M. P. C.).
BALKANSKY..... T Electricité.
LE CORRE..... T Physique théorique (Orsay).
DELCROIX..... T Physique théor. des hautes
énergies (Orsay).

LEHMANN..... T Phys. exp. des hautes énergies
(Orsay).

NATAF..... T Physique nucléaire et radio-
activité (Orsay).

ÉCHALIER..... T Biologie animale (P. C. B.).
BARRAUD..... T Physiologie cellulaire.
LIORÉ..... T Physiologie végét. (Orsay).
DARS..... T Géol. struc. et géol. app.
CAMEFORT..... T Botanique (Agrégation).
VICHNIEVSKY..... T Mécanique industrielle.
BLAQUIÈRE..... T Electronique (Orsay).

ARNOUS..... T Physique théorique.
TATIBOUET..... T Chimie (C. U. S. Orléans).
MALLIYAN..... T Mathématique propé. (Orsay).
GAUDEMAR..... T Chimie propé.
PEREZ Y JORBA..... T Phys. exp. des hautes éner-
gies (Orsay).

DAVID..... T Chimie (agrég.) (Orsay).
BROUSSE..... T Mécanique théorique.

Secrétaire général..... R. POUILLAIN.

Ce travail a été poursuivi sous la bienveillante direction de M. le professeur R. VICHNIEVSKY, sous-directeur du laboratoire de Mécanique de la Faculté des Sciences de l'Université de Paris, et conseiller scientifique de l'*Institut Français du Pétrole*. Nous tenons à lui témoigner toute notre reconnaissance pour l'intérêt constant qu'il n'a cessé de nous accorder, aussi bien dans le travail expérimental que dans la rédaction de cette étude.

Nous prions M. le professeur P. LAFFITTE d'agréer l'expression de notre profonde gratitude pour nous avoir accordé l'honneur de présider cette thèse.

Nous adressons nos vifs remerciements à M. le professeur R. SIESTRUNCK qui a bien voulu accepter de faire partie de notre jury.

Ce travail a été effectué à la Station Nationale de Recherches « Claude Bonnier » à la division Applications de l'*Institut Français du Pétrole*. Nous adressons nos vifs remerciements et notre reconnaissance à M. J. BAUDRY, ingénieur principal à l'*Institut Français du Pétrole* qui s'est toujours efforcé de faciliter notre travail et pour les conseils éclairés qu'il nous a sans cesse prodigués.

Nous exprimons ici toute notre reconnaissance à M. B. SALÉ, directeur de la division Applications, pour l'intérêt bienveillant qu'il a porté à notre étude, et à son prédécesseur M. J. LARBRE.

Nous avons également profité des conseils précieux de M. G. MONNOT, conseiller scientifique de l'*Institut Français du Pétrole*, et lui adressons notre reconnaissance.

Nous remercions bien vivement M. P. EYZAT, ingénieur de recherche à l'*Institut Français du Pétrole*, de son aide amicale et de ses critiques constructives. Nous remercions également tous nos collègues de la Station pour leur aide efficace et en particulier le capitaine J. FRECAUT qui a effectué certains calculs particulièrement longs, et M. Ch. BERCHER pour son dévouement constant dans la mise en œuvre des appareils de mesure électroniques.

Nous tenons à exprimer notre vive gratitude à M. E. VELLINGER, directeur de l'École Nationale Supérieure du Pétrole et des Moteurs à combustion interne pour la bourse qui nous a été accordée, ce qui nous a permis d'entreprendre ce travail.

Que M. R. BUTY, directeur du Centre d'Études Supérieures des Moteurs à combustion interne et des Applications des produits du pétrole, trouve ici le témoignage de notre reconnaissance et de notre gratitude pour la bienveillance qu'il n'a cessé de nous accorder pendant tout notre séjour en France.

SOMMAIRE

INTRODUCTION.....	2
NOTATIONS.....	3
CHAPITRE I.	
GÉNÉRALITÉS SUR LA COMBUSTION DANS UN MOTEUR A ALLUMAGE PAR COMPRESSION.....	3
Le délai d'inflammation.....	4
La combustion proprement dite.....	7
CHAPITRE II.	
MATÉRIEL EXPÉRIMENTAL ET CONDITIONS OPÉRATOIRES.....	9
I. Moteur, banc d'essais et appareils de mesure.....	9
II. Conditions expérimentales.....	12
CHAPITRE III.	
INFLUENCE DE LA NATURE DU COMBUSTIBLE.....	14
I. Essais aux diverses charges en utilisant des combustibles des indices de cétane de : 22, 36 et 55.....	14
II. Essais en utilisant le gasoil, avec l'inflammation au même point de cycle que lors du fonctionnement à l'essence.....	25
III. Essai en utilisant l'heptane normal pur.....	28
IV. Influence de l'addition d'huile à l'essence.....	29
V. Conclusions.....	32
Annexe du chapitre III. Influence de l'avance à l'injection sur la combustion du gasoil et de l'essence sans addition d'huile.....	33
CHAPITRE IV.	
INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE DE L'AIR ET DE LA TEMPÉRATURE DES PAROIS DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION.....	36
I. Influence du freinage des gaz d'échappement.....	36
II. Influence de la température de l'air d'admission.....	39
III. Influence de la température de l'eau de refroidissement.....	47
IV. Influence de variations rapides de la charge.....	49
CHAPITRE V.	
INFLUENCE DU PROCÉDÉ VIGOM.....	59
I. Expérimentation sur le moteur transformé muni du piston normal (piston 1).....	59
II. Expérimentation sur le moteur transformé muni du piston 2.....	66
III. Conclusions.....	71
CHAPITRE VI.	
INFLUENCE DE LA PRESSION DE TARAGE DE L'INJECTEUR.....	72
I. Résultats en injection simple.....	73
II. Résultats obtenus en double injection.....	79
III. Conclusions.....	85
RÉSUMÉ ET CONCLUSIONS.....	87
ANNEXE I. État du moteur Poyaud pendant l'expérimentation et précision des résultats.....	90
ANNEXE II. Manographes strobocathodique et à quartz.....	92
ANNEXE III. Pertes par frottement du moteur Poyaud.....	95
BIBLIOGRAPHIE.....	99

INTRODUCTION

Ces dernières années ont vu l'importance croissante des moteurs Diesel polycarburants. L'intérêt porté à ces moteurs est dû au fait que cette solution satisfait les exigences militaires et représente un avantage considérable dans les pays producteurs de pétrole et insuffisamment équipés en moyens de raffinage. Par ailleurs, cette solution est attirante parce qu'elle permet l'utilisation d'une plus grande proportion de brut de pétrole.

Le problème posé par le Diesel polycarburant est tout d'abord celui du délai d'inflammation lors de l'utilisation des produits légers à faible indice de cétane. Il est également nécessaire d'obtenir avec des produits légers des rendements analogues à ceux obtenus avec les combustibles classiques.

Des solutions ont été étudiées en France et à l'étranger qui permettent au moteur Diesel d'être dans une grande mesure insensible à l'indice de cétane du combustible utilisé. En France, le procédé Vigom de double injection de combustible, utilisant l'effet chimique (transformation de la charge carburante injectée dans les gaz résiduels) pour réduire le délai d'inflammation, est une solution d'autant plus intéressante que toute modification de la structure du moteur est exclue (1) et (2). A l'étranger, on utilise dans la plupart des cas un accroissement du taux de compression du moteur souvent en conjugaison avec un point chaud dans la chambre de combustion (3), (4), (5), (6) et (7).

Un accroissement du taux de compression du moteur Diesel est peu souhaitable étant donné que les valeurs utilisées sont déjà assez élevées du fait, principalement, des exigences de démarrage. Les taux de compression élevés nécessitent une construction robuste, donc coûteuse, et entraînent une faible puissance massique du moteur Diesel. D'autre part, les pertes par frottement du moteur Diesel, pour ces mêmes raisons, sont considérables, d'où l'influence défavorable sur le rendement mécanique.

On peut remarquer que les solutions permettant au moteur Diesel, à taux de compression normal, d'utiliser un combustible à faible indice de cétane, doivent permettre une baisse du taux de compression lorsqu'on utilise le gasoil, donc un allègement du moteur s'ensuivra.

Dans les études des diverses solutions polycarburantes mentionnées ci-dessus, l'effort principal a été porté sur des conditions de marche à pleine charge où l'on obtient effectivement des rendements indiqués du même ordre pour divers combustibles. Le problème restant à résoudre dans ce domaine est essentiellement celui du bruit de fonctionnement résultant de délais relativement longs, avec des combustibles à faible indice de cétane.

Cependant, aux charges partielles du moteur, lorsque celui-ci est alimenté en combustibles légers, le rendement indiqué subit une baisse d'autant plus importante que le carburant utilisé a un indice de cétane plus faible et que le régime du moteur est plus élevé (8). La détérioration considérable du rendement dans ces conditions traduit les délais d'inflammation anormalement longs concomitants avec une dispersion cyclique importante, et le rejet dans l'échappement d'une partie du carburant incomplètement oxydé.

La réduction du délai d'inflammation pouvant être obtenue par l'emploi des divers procédés apparaît par elle seule un moyen insuffisant pour obtenir une combustion correcte dans ces conditions. Ceci montre que la combustion à faible charge pose, en dehors du délai, un problème de vitesse de propagation de la combustion.

Le présent travail expérimental a été entrepris pour étudier l'influence des divers paramètres, et celle du procédé Vigom sur la combustion à charge partielle dans un moteur Diesel alimenté en combustible léger, en vue d'améliorer le plus possible les conditions de fonctionnement.

Dans le chapitre I, nous avons analysé les phénomènes de la combustion normale et anormale (tardive accompagnée d'une dispersion cyclique). Les facteurs qui influencent le délai d'inflammation et la combustion proprement dite ont été sommairement passés en revue. Ceci nous a permis de mieux orienter ce travail expérimental.

Le chapitre II contient la description du matériel expérimental et les conditions opératoires utilisées.

Les chapitres III, IV, V, VI, sont consacrés à l'exposé des résultats expérimentaux et à leur discussion.

NOTATIONS

IC	: indice de cétane ;	x'	: fraction brûlée de q' , $q' \simeq q$ — voir (53) ;
ρ	: taux de compression ;	α	: angle de rotation ;
η_i	: rendement indiqué ;	PC	: pouvoir calorifique supérieur du combustible ;
η_{ith}	: rendement indiqué théorique ;	V_{c1}	: vitesse moyenne de combustion pendant la première phase (cal/g d'air/ms) ;
η_{iR}	: $\frac{\eta_i \text{ essence}}{\eta_i \text{ gasoil}}$;	V_{c2}	: vitesse moyenne de combustion pendant la deuxième phase (cal/g d'air/ms) ;
η_d	: rendement du diagramme ;	θ_{eau}	: température de l'eau de refroidissement ($^{\circ}\text{C}$) ;
η_{dR}	: $\frac{\eta_d \text{ essence}}{\eta_d \text{ gasoil}}$;	θ_{huile}	: température de l'huile de graissage ($^{\circ}\text{C}$) ;
η_c	: rendement de combustion ;	θ_{air}	: température de l'air d'admission ($^{\circ}\text{C}$) ;
P_i	: puissance indiquée (ch) ;	$\theta_{\text{échap.}}$	: température des gaz d'échappement ($^{\circ}\text{C}$) ;
p_{mi}	: pression moyenne indiquée (kg/cm ²) ;	θ_{parois}	: température des parois de la chambre de combustion ($^{\circ}\text{C}$) ;
P_f	: pertes par frottement (ch) ;	N°	: nombre de cycles de référence dans l'étude statistique ;
$C_s I$	: consommation spécifique rapportée à la P_i (g/ch · h) ;	N	: fréquence cumulée de la grandeur étudiée.
r	: richesse globale ;		
r_i	: richesse globale au moment d'inflammation ;		
q	: combustible injecté par cycle (mg) ;		
q_1	: injection carburante (% de q ou en mg) ;		
q_2	: injection secondaire (% de q ou en mg) ;		

CHAPITRE I

GÉNÉRALITÉS SUR LA COMBUSTION DANS UN MOTEUR A ALLUMAGE PAR COMPRESSION

Le combustible est injecté dans le cylindre du moteur Diesel vers la fin de la course de compression. Il existe une période de préparation appelée « délai d'allumage » avant que l'inflammation se produise, suivie par la combustion proprement dite.

Étant donné l'hétérogénéité du mélange qui résulte du mode d'introduction du combustible, on peut envisager l'existence de trois sortes de foyers dans la chambre de combustion pendant la période du délai :

- foyers extrêmement riches en combustible ;
- foyers extrêmement pauvres en combustible ;
- foyers ayant des richesses voisines de la limite de l'inflammabilité.

Ces foyers existent en milliers d'exemplaires et leur distribution est très hétérogène. D'autre part, la vaporisation plus ou moins intense des foyers crée une hétérogénéité des températures locales.

Les foyers les plus favorisés au point de vue conditions globales s'enflamment les premiers. Presque immédiatement, la flamme se généralise, brûlant la quasi-totalité du combustible présent dans la chambre de combustion. A cette phase, correspond une montée brusque de la pression dans le cylindre appelée « phase de combustion non contrôlée ». Quand l'apport du combustible commence à accroître à nouveau la vitesse de combustion, débute alors la phase suivante qu'on appelle « phase de combustion contrôlée ». Pendant cette phase, la vitesse de combustion est, en partie, dépendante de la loi d'injection du combustible. Après la fin de l'injection, la combustion du carburant non encore brûlé continue pendant une partie plus ou moins grande de la course de détente suivant les conditions de fonctionnement.

Ce que nous venons de dire dans le paragraphe précédent ne traite que d'une combustion normale. On peut trouver dans la pratique, notamment lors de l'utilisation des combustibles légers, des cas où les délais d'inflammation sont anormalement longs, de façon qu'une très grande partie, ou même la totalité, du combustible injecté par cycle se trouve dans la chambre de combustion au moment de l'inflammation. Ceci peut amener, dans des cas extrêmes, une combustion excessivement rapide et détonante à forte charge du moteur ou bien une combustion extrêmement lente, concomitante avec une dispersion cyclique à faible charge suivant que l'inflammation a lieu au voisinage du PMH ou pendant la course de détente.

D'une façon générale, la combustion dans un moteur Diesel, normale ou anormale peut être divisée en deux phases distinctes : le délai d'inflammation et la combustion proprement dite.

LE DÉLAI D'INFLAMMATION

Le délai d'inflammation est par définition le temps qui s'écoule entre le début de l'injection et l'inflammation. Dans cette période, on inclut l'atomisation du jet, le chauffage des gouttelettes, leur évaporation, la formation du mélange et les réactions préliminaires d'oxydation. Ces processus physico-chimiques déterminent non seulement la valeur du délai, mais influencent également la combustion ultérieure du mélange.

Le délai d'inflammation est déterminé par la nature du combustible utilisé et par divers facteurs que nous examinerons sommairement :

1) Influence de la nature chimique du combustible.

Différents combustibles pour moteur Diesel peuvent donner des délais d'inflammation différents suivant leur nature chimique (10), (10 bis) et (11). Dans l'industrie du moteur, on caractérise cette propriété par un nombre « repère » appelé « indice de cétane ». La valeur de cet indice est mesurée sur un moteur expérimental C. F. R. en recherchant un taux de compression donnant un délai déterminé. Le carburant repéré est classé d'après deux combustibles de référence : le cétane (indice 100), et l'alphaméthynaphtène (indice 0).

Le délai d'inflammation est souvent divisé en délai physique et délai chimique, pour tenir compte de l'importance relative des processus physiques et chimiques qui interviennent dans le délai. On sait, par exemple, que lors de l'utilisation d'un combustible à faible indice de cétane, la majeure partie du délai est constituée par le délai chimique, tandis qu'avec un combustible à haut indice de cétane donnant un délai plus court, les processus physiques (délai physique) ont une importance prépondérante.

2) Influence des propriétés physiques du combustible.

On remarque parfois que des combustibles ayant le même indice de cétane donnent des délais d'inflammation différents dans un moteur donné (1) et (8). Il est possible que dans ces conditions les propriétés physiques des combustibles jouent un rôle différent de celui joué dans le moteur C. F. R., à savoir :

a) La volatilité.

La volatilité est l'une des propriétés physiques qui varient sensiblement d'un combustible normal destiné au moteur Diesel (distillation 185 à 360° C) à un carburant léger telle que l'essence ordinaire (distillation 35 à 200° C). ELWAKIL (12) a examiné l'influence de la volatilité sur délai dans une étude théorique récente. Il étudie l'évolution des jets de combustibles — hydrocarbures purs :

cétane (280°C), décane (174°C), heptane ($98,5^{\circ}\text{C}$) — dans un milieu semblable à celui existant lors de l'injection du combustible dans un moteur Diesel, compte non tenu des échanges avec les parois. Il démontre que dans la zone de la vapeur saturante, les températures d'équilibre du mélange sont d'autant plus basses que le combustible est plus volatil et que, dans la zone de vapeur sèche, les températures d'équilibre sont les mêmes quelle que soit la volatilité du combustible.

L'existence d'un mélange contenant des gouttelettes et de la vapeur du combustible en équilibre thermodynamique peut être envisagée, tout au moins pendant la période initiale du délai, dans le cas par exemple d'un délai relativement court où la possibilité de gouttelettes venant en contact avec les parois serait exclue. (Ceci dépendrait, également, de la structure de la chambre de combustion du moteur et de l'orientation des jets utilisés.) Dans de telles conditions, l'influence de la température sur les réactions chimiques étant bien connue, la volatilité exercera une action sur le délai chimique et, par conséquent, sur le délai d'inflammation.

Dans le cas où les délais sont relativement longs, l'hypothèse de l'absence d'échanges avec les parois n'est plus valable. Aussi convient-il de remarquer que la capacité calorifique des parois de la chambre de combustion (surface du piston dans le cas du moteur à injection directe) vis-à-vis de celle de l'air étant grande, les variations de la volatilité du combustible auront peu d'influence sur le délai. Ceci semble être confirmé par les résultats d'expérience de YU (14) sur un moteur à injection directe et par ceux obtenus par HURN (15) sur une bombe à combustion. Ces auteurs ont utilisé des combustibles à indice de cétane de 40 ayant des courbes de distillation très variées.

b) La viscosité.

Parmi d'autres propriétés physiques, la viscosité varie grandement d'un combustible à l'autre. La viscosité exercera une influence sur la finesse de pulvérisation et la répartition du combustible (16) et (17). Ceci aura un effet aussi bien sur le délai d'inflammation que sur la combustion ultérieure (16).

3) Influence de la température de l'air d'admission.

Il est généralement bien connu qu'une augmentation de la température de l'air d'admission réduit le délai d'inflammation. Une augmentation de la température de l'air à la fin de course de compression peut être également obtenue par un accroissement du taux de compression.

4) Influence de la pression de l'air.

L'accroissement du taux de compression augmente simultanément la température et la pression de l'air en fin de course de compression. Divers travaux antérieurs ont montré qu'une augmentation de pression réduit le délai d'inflammation. Nous citerons les résultats de PISCHINGER (18) obtenus sur une machine à compression rapide. D'après ces expériences, il apparaît que l'influence de la pression de l'air sur le délai d'inflammation du combustible injecté dépend de la température de l'air en fin de compression. A une température relativement faible (500°C), une modification de la pression engendre les variations du délai sensiblement plus importantes qu'à une température élevée (600°C).

5) Influence de la vitesse de montée en pression.

La vitesse de montée en pression varie suivant le régime du moteur et suivant la valeur du taux de compression. Il est établi qu'un accroissement de la vitesse de montée en pression influe défavorablement sur le délai (19) et (20). Ce fait explique les variations du délai (mesuré en angle de rota-

tion) en fonction de la vitesse du moteur et constitue l'une des raisons pour laquelle les moteurs Diesel rapides ont des taux de compressions élevés.

6) Influence de la température des parois.

La température des parois a également une influence sur le délai d'inflammation. Dans un moteur à injection directe, les jets du combustible sont dirigés vers la partie la plus chaude de la chambre de combustion, qui est le rétrécissement formé par l'aménagement d'une chambre généralement toroïdale dans le piston. Notamment, afin d'assurer un délai d'inflammation raisonnablement court lors de l'utilisation d'un combustible léger dans un moteur Diesel (moteur polycarburant), on a recours à l'utilisation des températures élevées des parois de la chambre de combustion. Divers moteurs polycarburants utilisent ce procédé (3), (4) et (21).

Notons ici que la réduction du délai avec l'accroissement de la charge est due aux variations simultanées de la température de l'air admis et de la température des parois. Ces températures augmentent sensiblement avec l'accroissement de la charge.

7) Aspect chimique du délai. Influence du mode d'alimentation.

L'étude des réactions qui ont lieu pendant le délai d'inflammation est très difficile étant donné l'hétérogénéité du mélange dans un moteur Diesel. De telles études ont été néanmoins effectuées (23), (24), (25) et (26) à la suite desquelles les spécialistes s'accordent en général pour interpréter l'inflammation dans un moteur Diesel par le phénomène d'oxydation à basse température (1), (27) et (28).

Un grand nombre d'hydrocarbures ont deux températures d'auto-inflammation, dont la plus faible s'explique par la formation de peroxydes. Ce fait a été démontré pour la première fois par DUMANOIS, LAFFITTE et PRETTE (29) ; d'autres travaux dans ce domaine, notamment ceux de TOWNEND (30) ont confirmé et complété l'étude. Les peroxydes sont des composés instables à décomposition exothermique (31). La présence des peroxydes dans un moteur Diesel, avec un maximum de concentration au voisinage du PMH où a lieu habituellement l'inflammation, a été expérimentalement démontrée (25). Les peroxydes sont notamment présents lorsque le moteur est alimenté en hydrocarbures paraffiniques facilement inflammables, et absents lors de l'utilisation du benzène qui est un hydrocarbure difficile à enflammer (32) et (33). Le benzène ne donne pas non plus de peroxydes dans la charge résiduelle des moteurs à allumage commandé (34) et (35).

Il existe une certaine analogie relative à l'origine du phénomène (oxydation à basse température) entre l'inflammation dans un moteur Diesel et le cliquetis dans le moteur à allumage commandé (1), (27) et (28). Il est également reconnu, d'autre part, que la formation de peroxydes dans la charge résiduelle d'un moteur à allumage commandé, est la cause principale de la naissance du cliquetis. Le combustible ayant une forte tendance à la détonation (naissance du cliquetis) dans un moteur à allumage commandé se prête bien à l'inflammation dans un moteur, comme le montre d'ailleurs la relation établie par DUMANOIS (27) entre les indices de cétane et les indices d'octane.

On peut également noter que l'addition de certains peroxydes au combustible réduit le délai d'inflammation.

Enfin, le rôle joué par les peroxydes sur l'inflammation dans un moteur Diesel est également montré par les divers procédés de double introduction du combustible : injection pilote (36) et (42), introduction d'une fraction du combustible dans la charge d'air frais, soit par injection soit par carburation (1) et (37) par le procédé Vigom (1), (2) et (38). Avec ces procédés, on cherche principalement à obtenir des concentrations suffisantes des produits promoteurs d'inflammation (peroxydes) en augmentant la durée du contact entre l'air et la charge carburante et en injectant cette dernière au moment opportun du cycle (dans les gaz résiduels en cas du procédé Vigom).

LA COMBUSTION PROPREMENT DITE

La combustion normale s'effectue en deux phases principales : combustion rapide lors de l'inflammation et combustion contrôlée comme indiqué au début de ce chapitre. Dans ces conditions, le délai qui détermine la charge du combustible dans le cylindre au moment de l'inflammation joue un rôle important dans le déroulement de la combustion et, de ce fait, la première phase de combustion est d'autant plus rapide et brutale que le délai est long quelle que soit la nature du combustible (39) et (40).

La combustion est régie ainsi lorsque l'inflammation a eu lieu avant ou dans le voisinage du PMH du moteur. Si le délai d'inflammation croît davantage, le combustible présent dans le cylindre ne réagit pas d'une manière « rapide ». Dans ces conditions, la combustion devient visiblement lente, est accompagnée d'une dispersion cyclique, et donne un rendement particulièrement mauvais. Ces faits ont été démontrés pour la première fois par BOERLAGE et BROEZE (41) à la suite de leurs expériences. Le même phénomène est observé lors de la combustion d'un combustible léger à faible charge du moteur. Cette combustion anormale, s'initiant et s'effectuant pendant la course de détente est due, d'une part, à une plus grande diffusion du combustible (délai anormalement long) et, d'autre part, à l'accroissement rapide du volume de la chambre de combustion et aux autres facteurs qui en dépendent.

Examinons d'abord l'influence qu'une grande diffusion du combustible exerce sur la vitesse et le rendement de combustion.

Une plus grande diffusion du combustible ou une homogénéisation du mélange (richesse moyenne dans la zone de combustion relativement faible), diminue la vitesse de combustion. Ceci est montré par les résultats obtenus lors d'une double introduction du combustible où par une « homogénéisation » du mélange combustible-air, en dépit d'une augmentation de la richesse globale au moment de l'inflammation, la vitesse de combustion pendant la première phase (phase non contrôlée) diminue sensiblement (2), (42) et (43) — remarquons que cet effet, en conjugaison avec une réduction du délai, est utilisé pour assurer une marche douce du moteur Diesel : procédé Vigom (1) et (2). Une double introduction du combustible représente, d'autre part, une possibilité d'augmentation de la puissance massique du moteur Diesel (2) et (37). Il est évident que la diffusion du combustible sera d'autant plus grande que le délai sera long et que l'effet de cette homogénéisation se manifestera spécialement à faible charge du moteur.

À ce sujet, il convient de remarquer que la zone de la chambre de combustion (ou le % du mélange combustible-air) traversée par la flamme pendant la combustion est assez restreinte à faible charge (44). La possibilité d'avoir du combustible dans des régions de la chambre de combustion non atteintes par la flamme est d'autant plus grande que la richesse globale est plus faible, et la fraction du combustible y contenue serait, soit incomplètement oxydée, soit rejetée dans l'échappement.

On peut même envisager l'existence de plusieurs zones ; dans ce cas, par exemple, la propagation de la combustion dépendra en partie de la qualité d'auto-inflammation du combustible.

Ces faits montrent l'intérêt d'une hétérogénéisation poussée du mélange lors du fonctionnement du moteur aux faibles charges. En effet, dans ces conditions, un procédé de double introduction du combustible exercera deux influences contradictoires : l'une favorable en initiant l'inflammation, l'autre défavorable par une homogénéisation du mélange.

L'accroissement du volume de l'espace mort est rapide pendant la course de détente, par conséquent la température et la pression des gaz évoluant dans le cylindre sont d'autant plus basses que l'inflammation est tardive. D'autre part, les conditions de « turbulence » sont une fonction de la position du piston par rapport au PMH. Ces paramètres, outre l'homogénéisation du mélange, sont à la base de la combustion lente et de la dispersion cyclique qui l'accompagne et ils seront examinés dans l'ordre précité.

Dans un moteur Diesel, la pression et la température de l'air en fin de compression varient respectivement de 35 à 45 kg/cm² et de 500 à 600° C, suivant le taux de compression employé. Lors d'une combustion normale, ces paramètres variant peu au voisinage de PMH n'exercent pas d'influence notable sur elle. Mais lors d'une combustion débutant bien après le PMH, la pression et la température des gaz sont d'autant plus basses que l'inflammation est tardive. Ces deux paramètres font partie des facteurs qui influencent la combustion dans ces conditions. Il est intéressant de signaler que des expériences effectuées sur une machine à compression rapide pour étudier l'influence de la pression sur la combustion du combustible injecté ont montré que la vitesse de combustion est une fonction décroissante de la pression à une faible température de l'air en fin de compression (500° C). Une augmentation de cette dernière de 500 à 600° C diminue pratiquement toute influence de la pression sur la combustion.

La « turbulence » dans la chambre de combustion du diesel créée par la structure de la chapelle d'admission (dans certains cas, par les soupapes d'admission à déflecteur) et le mouvement de piston, est un paramètre très important. La combustion normale dans un moteur Diesel qui est exempt de toute dispersion cyclique est notamment due aux conditions de « turbulence » dans le cylindre. Remarquons que lors d'une combustion normale, la combustion « non contrôlée » engendre un mouvement supplémentaire des gaz dans le cylindre.

La combustion tardive dans un moteur Diesel est accompagnée d'une dispersion cyclique ; ceci est dû en partie à une « turbulence » insuffisante tard dans le cycle. Notons que dans un moteur à injection directe ayant une chambre dans le piston, une turbulence de compression (squish) est créée par le mouvement de celui-ci. La chasse centrale ainsi créée peut être très énergique (des vitesses de l'air de plusieurs dizaines de mètres sont atteintes) et son effet maximum est obtenu au voisinage du PMH (16). On peut donc noter que lorsque l'inflammation a eu lieu tardivement, non seulement le mouvement des gaz qui résulte d'une combustion normale est absent, mais les conditions de turbulence de compression existant dans le cylindre au moment d'inflammation peuvent être très différentes suivant la longueur du délai.

On peut s'attendre aussi à un ralentissement progressif du mouvement de la charge d'air obtenue lors de son admission. Ces faits sont également responsables de la combustion lente ainsi que du mauvais rendement de combustion qui peut résulter lors d'une inflammation tardive (bien après le PMH).

Enfin, remarquons, que la combustion tardive est observée notamment dans des conditions de charges partielles d'un moteur Diesel. On sait que les températures des parois de la chambre de combustion étant très variables avec la charge du moteur, elles sont d'autant plus basses que la charge du moteur est faible. PISCHINGER (45) a établi que la vitesse et le rendement de combustion dépendent de la température des parois de la chambre de combustion dans la mesure où elles sont utilisées pour réaliser le mélange du combustible injecté avec l'air. Les variations de la température de parois engendrées notamment par des modifications de la charge auront une influence importante dans le cas d'un moteur à injection directe où le piston est destiné à jouer un rôle dans ce sens. Ajoutons qu'avec un délai anormalement long et le piston relativement froid dans des conditions de faible charge, il est probable qu'une proportion importante du combustible se dépose sur les parois froides, elle serait ainsi mise dans l'impossibilité de participer à la combustion.

CHAPITRE II

MATÉRIEL EXPÉRIMENTAL ET CONDITIONS OPÉRATOIRES

I. MOTEUR, BANC D'ESSAIS ET APPAREILS DE MESURES

La figure 1 donne une vue générale du moteur, de son banc d'essais et des appareils de mesures utilisés pendant le travail expérimental.

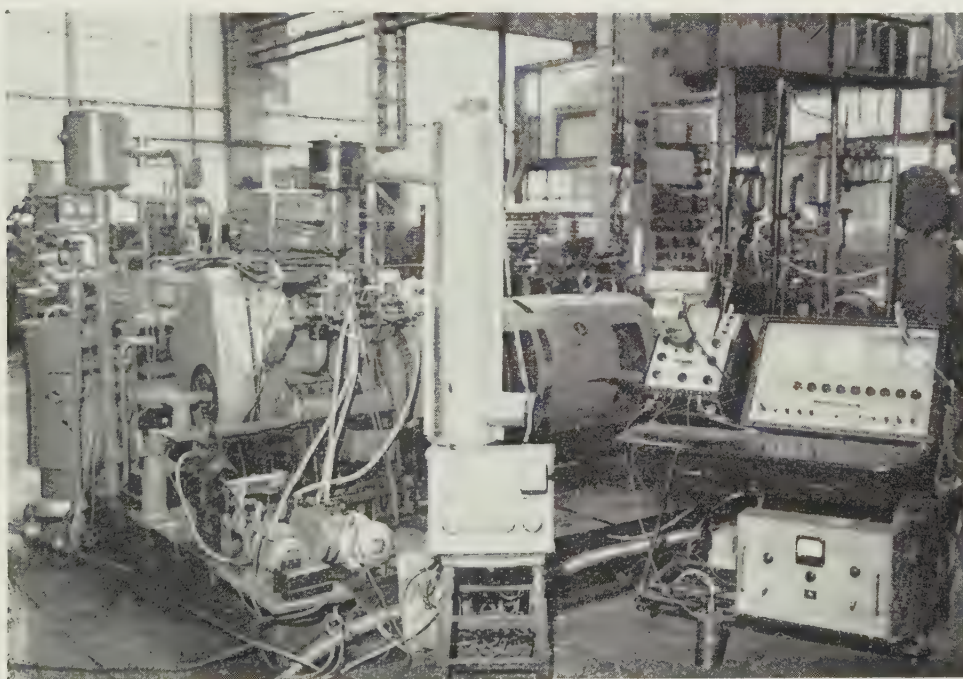


FIG. 1. — Le moteur au banc d'essai avec divers appareils de mesure.

I. 1. Moteur.

L'expérimentation, en sa majeure partie, a été effectuée sur le moteur Poyaud type 2 PDI (2 cylindres en ligne) ayant le système d'injection modifié pour que l'injection et donc la combustion aient lieu dans un seul cylindre (cylindre 1) du moteur. Cette transformation a été faite afin d'accroître la précision des résultats expérimentaux.

Le moteur ainsi transformé que nous appellerons « le moteur transformé en monocylindre » dans la suite de notre travail, fonctionnant à vide et au régime de 1 500 tr/mn représente à peu près le quart de la charge du moteur normal (combustion dans les deux cylindres) dans les mêmes conditions de régime.

Quelques essais ont été également effectués sur la version normale du moteur Poyaud.

Le moteur Poyaud est un moteur à injection directe ayant une chambre de combustion logée dans le piston. Cette dernière ainsi que l'injecteur sont placés dans l'axe du cylindre (fig. 2).

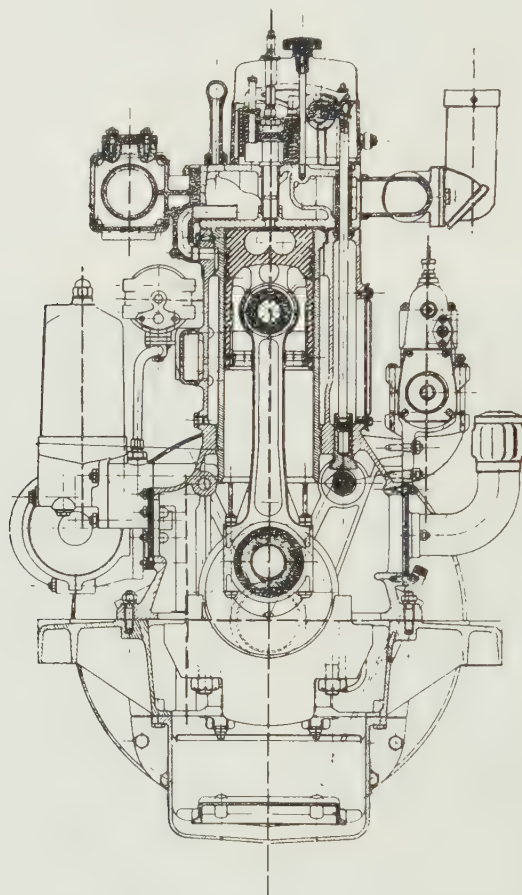


FIG. 2. — Dessin montrant une coupe transversale d'un moteur Poyaud du type PDI.

Principales caractéristiques :

Puissance au frein du moteur bicylindre en fonctionnement normal :

40 ch à 1 000 tr/mn.

50 ch à 1 250 tr/mn.

60 ch à 1 500 tr/mn.

Cycle : 4 temps.

Alésage : 140 mm.

Course : 180 mm.

Cylindrée unitaire : 2 770 cm³.

Rapport bielle-manivelle : 2,17.

Taux de compression : 15.

Soupapes : quatre soupapes en tête sans déflecteurs.

Le réglage de la distribution est le suivant :

- Ouverture soupapes d'admission : 12° avant PMH.
- Fermeture soupapes d'admission : 36° après PMH.
- Ouverture soupape d'échappement : 36° avant PMH.
- Fermeture soupape d'échappement : 12° après PMH.

I. 2. Système d'injection.

Pompes d'injection.

Deux pompes d'injection PM type P. M. A. F. Z. 2/2285 accouplées, dont une seule est munie d'un régulateur PM type P 3F. Cette dernière est la seule utilisée lors de la marche en injection simple (une seule alimentation par cycle du moteur). Elle est également utilisée en conjugaison avec l'autre pompe qui effectue l'injection carburante lors du fonctionnement en double injection (deux alimentations par cycle du moteur).

Injecteurs.

Injecteurs PM I B 7 66D à 6 trous de dimensions : $d = 0,3 \text{ mm}$; $l = 0,3 \text{ mm}$.

Le moteur est muni d'un seul injecteur par cylindre pour introduire le combustible quel que soit le mode d'alimentation (injection simple ou double).

Tuyauterie de liaison entre la pompe et l'injecteur.

$\varnothing$ (2 mm/7 mm), longueur $\simeq 1,2 \text{ m}$.

I. 3. Frein.

Le moteur d'essais est attelé sur un banc classique à une dynamo frein Siemens-Schuckert du type A G 2 56.

I. 4. Appareils de mesures pour l'étude de la combustion dans le moteur.

Dans un moteur à combustion interne, la pression constitue la seule variable thermodynamique sensiblement homogène. Donc, en plus des mesures classiques (de consommation, de températures des gaz d'échappement, de richesse par un appareil d'Orsat), l'étude de l'allure générale des diagrammes de pression est l'outil principal pour examiner l'influence des divers paramètres sur les conditions de fonctionnement du moteur d'essais.

Un phénomène périodique tel que la pression dans le cylindre d'un moteur à combustion interne peut être étudié, soit par un procédé d'enregistrement stroboscopique, soit par un procédé d'enregistrement instantané. Un procédé stroboscopique représente les avantages suivants :

- 1) Le capteur placé dans la chambre de combustion du moteur pour déceler les variations de pression est un organe de construction simple.
- 2) L'étalonnage du diagramme de pression enregistré est effectué simultanément avec l'enregistrement de pression.

D'autre part, un appareil stroboscopique enregistre la moyenne d'un assez grand nombre de cycles (suivant le temps d'enregistrement) donc l'étude des cycles individuels et, par conséquent, de la dispersion cyclique n'est pas possible avec celui-ci. Pour une étude des cycles individuels, on utilise un mode d'enregistrement instantané. Le capteur à pression instantané (à capacité, à résis-

tance, à quartz, etc.) est en général d'une construction délicate. L'étalonnage des diagrammes de pression simultanément avec leur enregistrement sauf dans quelques constructions compliquées, n'est pas possible (46), (47), (48), (49), (50) et (51).

Pour l'étude de la combustion accompagnée d'une dispersion cyclique d'un combustible léger à faible charge du moteur, un mode d'enregistrement instantané s'avère nécessaire. Nous avons pu utiliser à la suite de la mise au point à la Station Claude Bonnier (Bellevue) d'un capteur de pression à quartz pour le moteur Poyaud. Cependant, pour les essais antérieurs, nous avons utilisé un manographe strobocathodique I. F. P.

L'ouvrage de SOUKIASSIAN et MARCADET (51) traite en détail les manographes strobocathodique et à quartz. Nous donnons une description sommaire de ces manographes dans l'annexe II.

II. CONDITIONS EXPÉRIMENTALES

II. 1. Mode opératoire.

La combustion d'un combustible léger est d'autant plus anormale que la charge d'un moteur est plus faible et que le régime du moteur est plus élevé. Donc, pour accentuer le phénomène que nous nous sommes proposés d'étudier, il a été choisi d'opérer à charge 0 au régime de 1 500 tr/mn, cette dernière étant la vitesse maximale du moteur Poyaud.

Dans ces conditions de fonctionnement, le moteur normal ou le moteur transformé développe une puissance indiquée juste suffisante pour vaincre les pertes par frottement du système moteur-frein. Les pertes en question obtenues expérimentalement, sont sensiblement égales à 18 ch pour le moteur normal ou pour le moteur transformé en monocylindre.

La méthode de détermination des pertes par frottement est donnée dans l'annexe III.

Connaissant les pertes par frottement et par conséquent la puissance indiquée du moteur, nous nous sommes proposés de raisonner en consommation spécifique rapportée à la puissance indiquée du moteur (inverse du rendement indiqué). Ainsi, l'influence de la charge sur le rendement indiqué du moteur alimenté en combustible léger, est mise en évidence par quelques essais que nous présenterons au début du chapitre suivant.

II. 2. Conditions opératoires.

Tous les essais, sauf en cas d'indication contraire ont été effectués avec le moteur en équilibre thermique.

a) *Température de l'eau de refroidissement (θ eau).*

La température de réfrigérant, sauf indication contraire a été maintenue à $80 \pm 1^\circ \text{C}$.

Nous avons d'autre part, établi la courbe donnant les variations des pertes par frottement en fonction de la température de l'eau de refroidissement (fig. 42, annexe III). Ceci a été reconnu nécessaire en vue d'interprétation des résultats qui ont fait l'objet du paragraphe III du chapitre IV.

b) *Température de l'huile de graissage (θ huile).*

Il n'a pas été possible, faute d'installation nécessaire, de régler la température de l'huile de graissage du moteur pendant les essais. Celle-ci était donc régulièrement croissante au cours des essais (80 à 90°C). La variation de la température de l'huile influe sur la valeur des pertes par frottement (fig. 43, annexe III) et constitue, comme nous le verrons ailleurs, un des paramètres gênants pour la reproductibilité.

Nous avons autant que possible, essayé d'effectuer les mesures dans la plage des 80 à 85°C où les variations des pertes par frottement peuvent être négligées (fig. 43, annexe III).

II. 3. Combustibles utilisés.

La totalité de l'expérimentation a été effectuée en utilisant successivement le gasoil et l'essence. Étant donné le comportement correct du gasoil dans les diverses conditions de fonctionnement, ce mode opératoire nous permettait de comparer la combustion à l'essence, à la combustion au gasoil.

Divers autres combustibles, tels que l'heptane normal, un mélange 50 % gasoil-50 % essence, etc. ont été utilisés pour les essais ayant pour but l'étude de l'influence de la nature du combustible.

Le tableau ci-dessous donne quelques propriétés des combustibles employés pendant l'expérimentation.

COMBUSTIBLE	DENSITÉ A 15° C	INDICE DE CÉTANE	INDICE D'OCTANE	GAMME DE DISTILLATION
Essence sans addition d'huile ⁽²⁾	0,725	16 ⁽¹⁾	87	35° C à 200° C
Essence + 5 % d'huile SAE 30	0,744	22 ⁽¹⁾	76	
Heptane normal	0,688	56	0	98,4° C
Heptane normal + 5 % d'huile SAE 30	0,702	56		
Mélange : 50 % essence et 50 % gasoil	0,788	36		35° C à 360° C
Gasoil	0,835	55		185° C à 360° C

⁽¹⁾ D'après la formule de WILKE, réf. (52) pour la confirmation pratique de la formule (jusqu'à 96,97 indice d'octane).

⁽²⁾ Essence ordinaire du commerce appelée également « essence pure » dans le texte.

II. 4. Étalonnages des diagrammes de pression-angle de rotation enregistrés au cours d'étude expérimentale.

Diagrammes relevés avec le manographe strobocathodique.

Sur ces diagrammes les traits horizontaux indiquent les valeurs des pressions et l'intervalle entre deux traits correspond à 5 kg/cm². Dans le cas où le moteur fonctionne avec le combustible gasoil ou mélange gasoil-essence, le premier trait horizontal, commençant par le bas du diagramme, représente 25 kg/cm². Dans le cas des diagrammes enregistrés lors de la marche du moteur à l'essence où la combustion débute après le PMH, les traits horizontaux peuvent être repérés par la pression maximale de compression qui est de l'ordre de 35 kg/cm².

Les traits verticaux indiquent la position du volant par rapport à la position repère du PMH qui est le premier, de gauche à droite, des trois traits rapprochés. Commençant par le trait vertical représentant le PMH, les traits successifs, de gauche à droite, correspondent à 5°, 10°, 20°, 30°, etc., après le PMH.

Diagrammes relevés avec le manographe à quartz.

L'étalonnage de l'axe horizontal d'un diagramme relevé avec le manographe à quartz peut être fait de la même façon que les diagrammes strobocathodiques.

L'étalonnage de l'axe vertical (étalonnage en pression) de ces diagrammes sera fait à l'aide d'un diagramme relevé dans les mêmes conditions de fonctionnement avec le combustible essence (pression maximale de compression 35 kg/cm²).

CHAPITRE III**INFLUENCE DE LA NATURE DU COMBUSTIBLE**

Dans ce chapitre, nous présentons des résultats mettant en évidence l'influence de la nature du combustible aux diverses charges du moteur. Les combustibles suivants ont été utilisés : essence + 5 % d'huile (IC : 22) ; mélange gasoil-essence (IC : 36) et gasoil (IC : 55).

Les conditions de charge partielle ont été étudiées davantage en utilisant le gasoil avec l'inflammation au même point de cycle que lors du fonctionnement à l'essence, l'expérimentation a été également faite dans ces mêmes conditions avec l'heptane normal pur (IC : 56).

Pendant notre travail expérimental, l'essence utilisée a été souvent additionnée de 5 % d'huile S. A. E. 30. A l'origine, ceci a été fait pour assurer la lubrification de la pompe d'injection. On sait maintenant qu'une addition d'huile à l'essence améliore l'indice de cétane de cette dernière. Une étude de l'influence de l'addition de l'huile à l'essence sur la combustion à charge partielle de cette dernière a été effectuée, nous en avons inclus les résultats dans ce chapitre.

I. ESSAIS AUX DIVERSES CHARGES EN UTILISANT DES COMBUSTIBLES DES INDICES DE CÉTANE DE : 22, 36 et 55.

Ces essais ont été effectués aux puissances indiquées de 18 (charge 0), 27 et 36 ch sur le moteur transformé en monocylindre. Nous avons utilisé les avances à l'injection suivantes :

- 28° pour l'essence + 5 % d'huile (IC : 22) ;
- 26° pour le mélange 50 % essence 50 % gasoil (IC : 36) ;
- 24° pour le gasoil (IC : 55).

Plusieurs séries d'essais ont été effectuées en utilisant le même mode opératoire. Nous donnons les résultats de deux de ces séries (tableaux I, II, III, planches 1 et 2).

I. 1. Discussion des résultats.

Nous étudierons l'influence de la nature du combustible et de la charge du moteur sur les facteurs suivants :

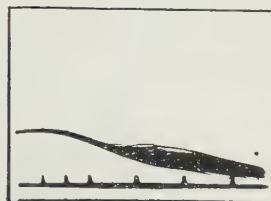
- a) Rendement indiqué ;
- b) Délai d'inflammation ;
- c) Dispersion cyclique ;
- d) Vitesse de combustion.

PLANCHE I. — Moteur Poyaud 2 PDI, transformé en monocylindre.

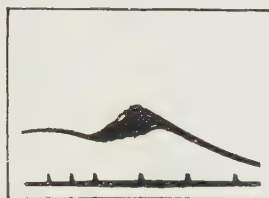
Vitesse : 1 500 tr/mn ; tarage : 200 kg/cm².

Série I.

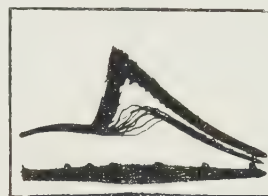
Essence + 5 % d'huile (indice de cétane : 22). Avance à l'injection : 28°.



$P_i = 18$ $\theta_{\text{air}} = 6^\circ \text{C}$

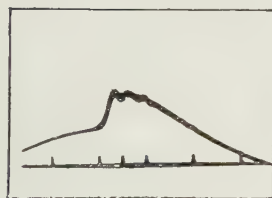


$P_i = 27$ $\theta_{\text{air}} = 6^\circ \text{C}$

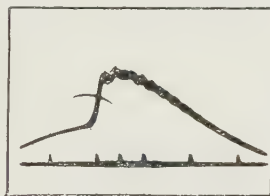


$P_i = 36$ $\theta_{\text{air}} = 9^\circ \text{C}$

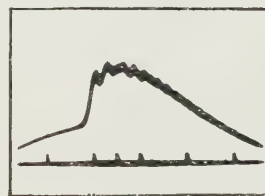
Mélange 50 % gasoil, 50 % essence (indice de cétane : 36). Avance à l'injection : 26°.



$P_i = 18$



$P_i = 27$

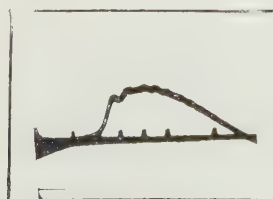


$P_i = 30$

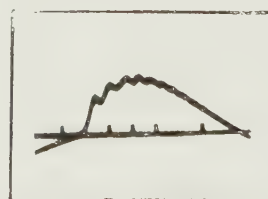
Gasol (indice de cétane : 55). Avance à l'injection : 24°.



$P_i = 18$



$P_i = 27$



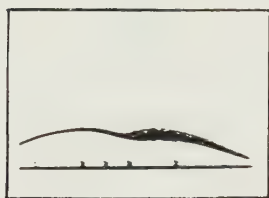
$P_i = 30$

PLANCHE 2. — Moteur Poyaud 2 PDI, transformé en monocylindre.

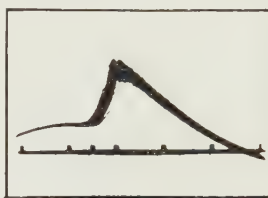
Vitesse : 1 500 tr/mn ; tarage : 200 kg/cm².

Série 2.

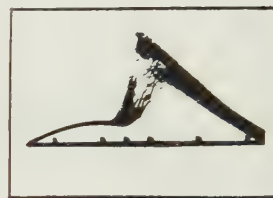
Essence + 5 % d'huile (indice de cétane : 22). Avance à l'injection : 28°.



$P_i = 18$ $\theta_{\text{air}} = 12^\circ \text{C}$

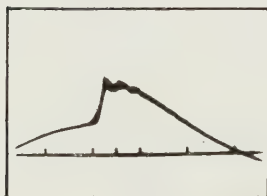


$P_i = 27$ $\theta_{\text{air}} = 12^\circ \text{C}$

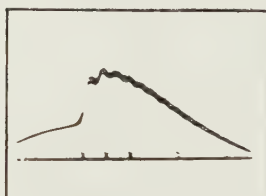


$P_i = 36$ $\theta_{\text{air}} = 14,5^\circ \text{C}$

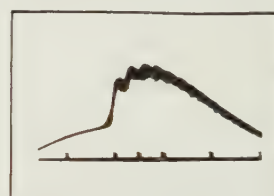
Mélange 50 % gasoil, 50 % essence (indice de cétane : 36). Avance à l'injection : 26°.



$P_i = 18$

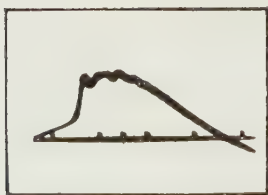


$P_i = 27$



$P_i = 36$

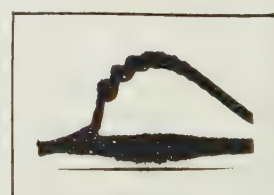
Gasoil (indice de cétane : 55). Avance à l'injection : 24°.



$P_i = 18$



$P_i = 27$



$P_i = 30$

MOTEUR POYAUD 2 PDI TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

Vitesse : 1 500 tr/mn.

TABLEAU I
(série 1).

I C	C _s I pour			θ air
	P _i = 18	P _i = 27	P _i = 36	
22	205	152	152	6° C
36	144	144	146	6° C
55	144	143	144	9° C

TABLEAU II
(série 2).

I C	C _s I pour			θ air
	P _i = 18	P _i = 27	P _i = 36	
22	185	159	160	12° C
36	154	149	161	12,5° C
55	140	140	144	14,5° C

TABLEAU III
(d'après tableau I).

I C	η _i /r pour		
	P _i = 18	P _i = 27	P _i = 36
22	0,271/0,422	0,365/0,470	0,365/0,617
36	0,396/0,292	0,396/0,437	0,390/0,592
55	0,411/0,292	0,415/0,435	0,415/0,585

Voir page 3 les notations utilisées :

C_sI en g/ch·h.P_i en ch.a) *Rendement indiqué.*

Pour les diverses charges utilisées, la consommation spécifique indiquée (inverse du rendement indiqué) est indépendante de la charge du moteur lorsque celui-ci est alimenté en gasoil ou en mélange, tandis qu'à l'essence la consommation est particulièrement élevée à une faible charge (P_i = 18 ch) du moteur (fig. 3).

Strictement parlant, le rendement indiqué d'un moteur Diesel évolue en fonction de la richesse et donc de la charge comme le prévoit la thermodynamique. La figure 4 extraite de l'ouvrage de VICHNIEVSKY et SALÉ (9) montre l'influence de la richesse sur le rendement thermodynamique du cycle mixte pour un taux de compression de 16. La figure 5, construite d'après les résultats du tableau III,

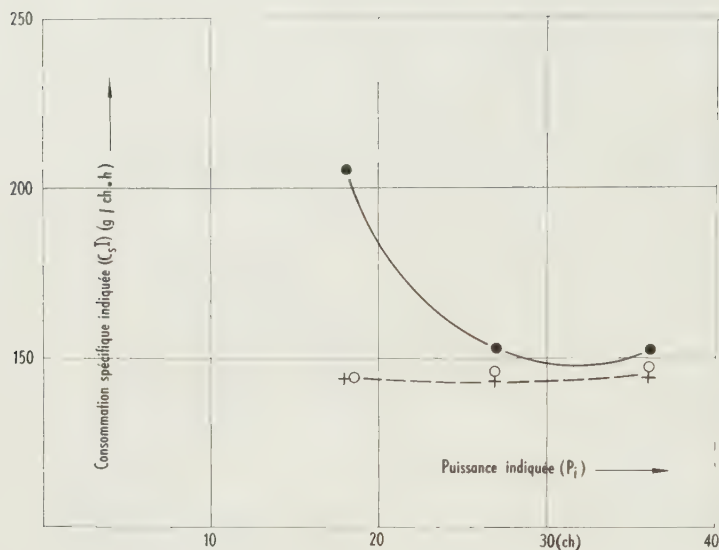


FIG. 3. — Influence de la charge sur la consommation spécifique indiquée (C_{sI}).

Moteur Poyaud 2 PDI transformé en monocylindre ;
fonctionnement à 1500 tr/mn.

- : Essence + 5 % d'huile ; avance 28°.
- : Mélange : 50 % essence et 50 % gasoil ; avance 26°.
- + : Gasoil ; avance 24°.

Courbes tracées d'après les résultats de la série I.

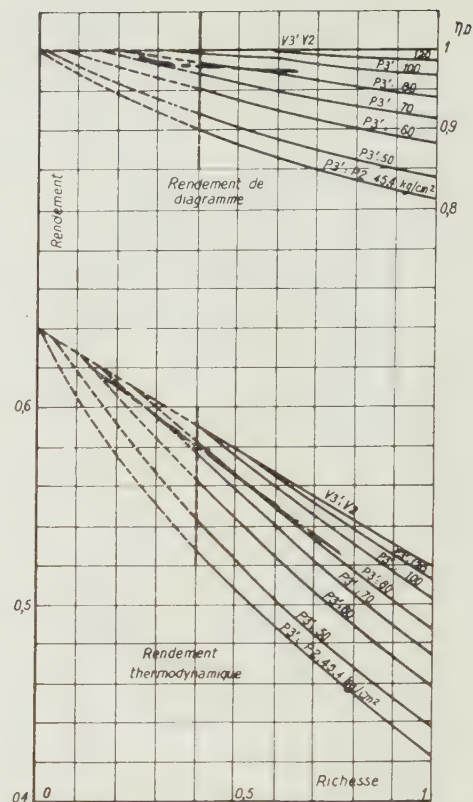


FIG. 4. — Influence de la richesse sur le rendement du cycle mixte d'après VICHNIEVSKY et SALÉ (9).

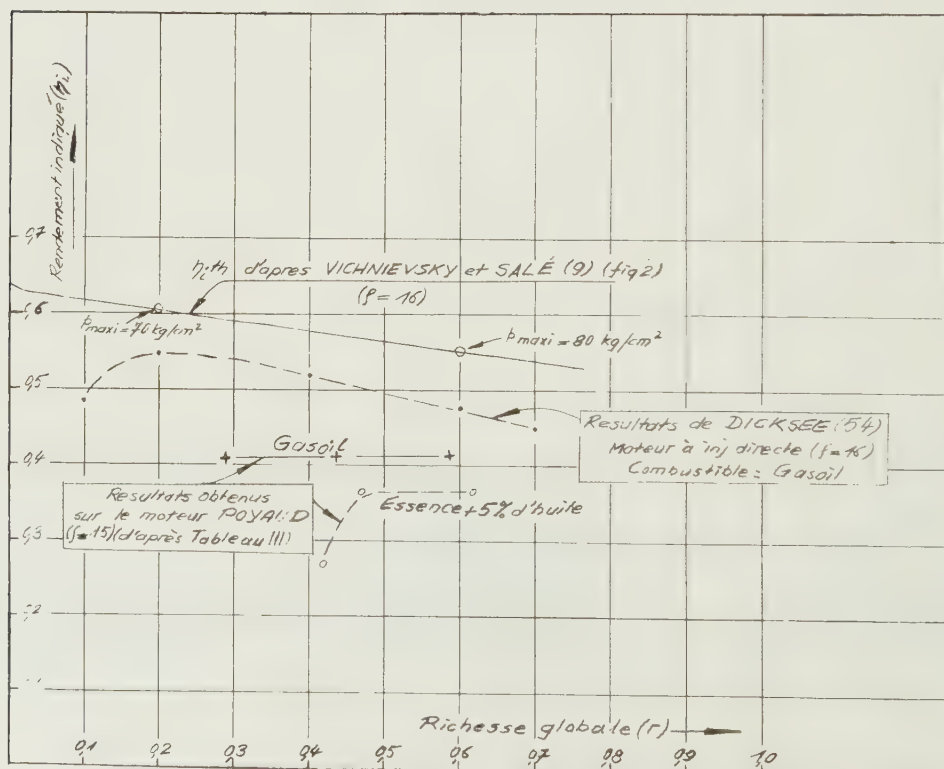


FIG. 5. — Influence de la richesse globale sur le rendement indiqué.

donne le rendement indiqué du moteur Poyaud en fonction de la richesse globale pour divers combustibles. Nous y avons également rapporté les résultats de DICKSEE (54) avec un combustible normal et la courbe du rendement théorique en fonction de la richesse. Cette dernière est tracée d'après la figure 4 en tenant compte des variations de la pression maximale avec la richesse. Un examen de la figure 5 montre que les pertes par frottement du moteur Poyaud, afin de déterminer sa puissance indiquée sont sous estimées (pertes déterminées par l'extrapolation de la droite du débit donc compte non tenu des variations de la charge, voir annexe III) tandis que celle de DICKSEE sont surestimées (déterminées par l'entraînement du moteur par une dynamo électrique, voir annexe III). On voit en effet que les résultats de DICKSEE donnent des variations de rendement indiqué en fonction de la richesse sensiblement plus grande que celle prévue par la théorie.

La détermination exacte des pertes par frottement est délicate et se heurte à de nombreuses difficultés (annexe III). Dans notre cas, presque la totalité d'expérimentation a été effectué à une charge partielle fixe (moteur fonctionnant à vide au régime de 1 500 tr/mn $P_i \simeq 18$ ch) donc la connaissance de la valeur exacte des pertes par frottement n'est pas nécessaire.

Les résultats exposés montrent également que dans toutes les conditions de charge utilisées, la combustion du moteur Poyaud est correcte lorsque celui-ci est alimenté en gasoil. Ceci nous a conduit à introduire la notion de rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) qui est par définition :

$$\eta_i R = \frac{\eta_i \text{ essence}}{\eta_i \text{ gasoil}}$$

Le rendement indiqué relatif du moteur à l'essence + 5 % d'huile aux puissances indiquées de 27 et 36 ch est de l'ordre de 90 %. A une faible charge ($P_i = 18$ ch) ce rendement est de 65 % (tableau I).

Ce mauvais rendement, dans des conditions de faible charge du moteur est dû d'une part à une détérioration du rendement du diagramme (combustion tardive et lente, faible pression maximale) et d'autre part à un mauvais rendement de combustion (perte du combustible imbrûlé, dans l'échappement).

b) Délai d'inflammation.

Le tableau IV (d'après la planche 1) donne les délais d'inflammation avec essence, mélange en gasoil aux diverses charges.

TABLEAU IV.

	DÉLAI POUR		
	$P_i = 18$	$P_i = 27$	$P_i = 36$
Essence + 5 % d'huile.....	43°	38°	33°
Mélange 50 % gasoil + 50 % essence....	24°	25°	26°
Gasoil.....	18°	19,5°	20°

D'une façon générale, une diminution de la charge du moteur augmente les délais, mais les variations du délai en fonction de la charge dans le cas de l'essence sont très notables. On sait que les variations de la charge du moteur Diesel obtenues par un réglage du débit entraîne des variations de la température des parois de la chambre de combustion (température de la paroi supérieure du piston dans le cas d'un moteur à injection directe) et de la température de l'air d'admission. La température du piston au voisinage du rétrécissement formé par la chambre de combustion varie de 165 à 350° C lors d'une augmentation de la charge de 18 à 36 ch (mesures effectuées en utilisant des fusibles). Pour cette même modification de la charge, l'augmentation de température de l'air d'admission, d'après les calculs (9) est — de l'ordre de 10° C — relativement très faible. Remarquons que ceci conduit à une augmentation de température de l'air de l'ordre de 30° C à la fin de la course de compression.

D'autre part, l'élévation de la température des parois consécutives à l'accroissement de la charge contribue à l'augmentation de la température de l'air en fin de course de compression. La réduction du délai avec l'augmentation de la charge peut être donc attribuée à ces deux facteurs cités ci-dessus. Le moteur Poyaud étant un moteur à injection directe avec les jets du combustible dirigé vers le rétrécissement de la chambre de combustion logée dans le piston (fig. 2), il est probable que les variations de la température du piston exercent une influence prépondérante sur le délai d'inflammation.

Notons également que l'inflammation avec le gasoil et avec le mélange gasoil-essence a eu toujours lieu avant le PMH du moteur tandis qu'à l'essence la combustion débute après le PMH dans toutes les conditions de charge (planche 1). Les rendements indiqués obtenus en utilisant le gasoil et le mélange gasoil-essence étant sensiblement identiques, on voit que des variations de la valeur du délai n'ont que peu d'influence sur le rendement tant que la valeur de ce délai est suffisamment faible pour que l'inflammation ait lieu avant ou au voisinage du PMH.

c) *Dispersion cyclique.*

Les diagrammes de pression en fonction de l'angle de rotation du moteur pour les combustibles utilisés sont relevés avec un manographe à quartz. Chaque diagramme représente approximativement 100 cycles superposés (planche 1).

Seule la combustion de l'essence est accompagnée d'une dispersion, dispersion d'autant plus grande que la charge est plus faible. (Délai plus long par suite de la diminution de la charge) (planches 1 et 2).

Il est intéressant de comparer les diagrammes de combustion enregistrés à une puissance indiquée de 18, mais dans des conditions de température de l'air quelque peu différentes. L'inflammation a eu lieu dans l'un (θ air = 6° C, planche 1) 15° après PMH et dans l'autre (θ air = 12° C, planche 2) 7° après PMH. La dispersion cyclique est visiblement moindre sur le dernier diagramme. Ce fait semble indiquer que la dispersion cyclique dépend du « retard » d'inflammation par rapport au PMH. Il est probable que dans ces conditions, la diminution de la vitesse de l'air (chasse centrale ou squish) provoquée par la descente du piston joue un rôle important.

d) *Vitesse de combustion.*

Les vitesses de combustion sont déduites des courbes de fraction brûlée en fonction de l'angle de rotation, ces dernières étant établies à partir des diagrammes de combustion en utilisant la méthode de SALÉ (53).

d. 1. *Influence de la nature du combustible.*

Les figures 6 et 7 montrant respectivement l'évolution de la fraction brûlée et de la vitesse de

combustion en fonction de l'angle de rotation pour le gasoil, le mélange gasoil-essence et l'essence + 5 % d'huile (d'après un cycle moyen) dans des conditions de faible charge ($P_i = 18$ ch) du moteur. Ces courbes sont établies d'après les diagrammes de combustion de la planche 1.

Lors du fonctionnement au gasoil et au mélange gasoil-essence, la combustion s'effectue en deux phases qui se distinguent par la valeur de la vitesse de combustion, nettement plus élevée dans la première que dans la seconde.

Dans ces conditions, l'inflammation ayant eu lieu avant et au voisinage du PMH, et la durée de la première phase étant assez courte, la vitesse de combustion est régie principalement par le délai, c'est-à-dire par la quantité du combustible présente dans le cylindre. Le mélange gasoil-essence donnant un délai plus long que celui du gasoil, la première phase de combustion du mélange est relativement rapide : vitesse moyenne de combustion pendant ladite phase étant de 680 cal/g d'air/ms contre 375 cal/g d'air/ms avec le gasoil (tableau V).

La vitesse de combustion pendant la seconde phase est contrôlée par la loi de l'injection du combustible comme le montrent les figures 6 et 7. La vitesse de combustion a une valeur sensiblement constante pendant une grande partie de cette phase et elle est de même ordre pour le gasoil et le mélange gasoil-essence.

Lors du fonctionnement de l'essence à faible charge, le délai étant anormalement long, la combus-



FIG. 6. — Influence de la nature du combustible sur l'évolution de la fraction brûlée.

Moteur Poyaud transformé. $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1500 tr/mn.

FIG. 7. — Influence de la nature du combustible sur la vitesse de combustion (d'après la figure 6).

tion débute au moment où approximativement 80 % du combustible introduit par cycle a été déjà injecté et elle est d'une nature essentiellement différente de celle d'une combustion normale (avec le gasoil ou le mélange gasoil-essence). Pour ces conditions de fonctionnement — il n'y a pas de phase de combustion contrôlée — seule la première phase de combustion existe et elle est d'une longue durée (30° de rotation, fig. 6).

La vitesse de combustion est relativement élevée pendant à peu près la première moitié de la phase (de 15° à 30° après le PMH) où brûle 75 % du combustible effectivement brûlant pendant le cycle. Au cours de la deuxième moitié, la vitesse de combustion diminue rapidement au fur et à mesure que le piston s'éloigne du PMH (fig. 6 et 7).

La faible vitesse de combustion dans ces conditions de combustion tardive est due à l'influence conjuguée de nombreux facteurs. Ces derniers déjà énumérés dans le chapitre I sont les suivants :

— Homogénéisation du mélange combustible-air résultant d'un délai anormalement long (43° de rotation) qui entraîne une diminution de la richesse moyenne dans la zone de combustion.

— Températures et pression internes basses avec l'éloignement du piston du PMH.

— La turbulence créée par le mouvement du piston ayant son effet maximal au voisinage du PMH du moteur diminue au fur et à mesure que le piston s'éloigne du PMH.

Pour des raisons évidentes, ces facteurs exercent une influence de plus en plus marquée avec le progrès de la combustion comme le montre la figure 7.

TABLEAU V.

	PC (cal/mg)	η_i	q (mg/cyc.)	V_{c1} moy. (cal/g d'air/ms)	V_{c2} moy. (cal/g d'air/ms)
Gasoil, avance : 24.....	10,75	0,411	57,5	375	51
Mélange 50 % gasoil + 50 % essence, avance : 26..	11,2	0,396	57,5	680	44
Essence + 5 % d'huile, avance : 28.	11,5	0,271	82	93	—

d. 2. Influence de la charge.

Un accroissement de la charge du moteur augmente notablement la température du piston et dans une moindre mesure celle de l'air en fin de compression (*voir* plus haut).

Il a été vu que les variations de la charge du moteur influent sur les délais d'inflammation des trois combustibles utilisés (tableau IV). Mais lorsque le moteur est alimenté au gasoil ou en mélange gasoil-essence, les délais étant assez faibles, l'inflammation a eu toujours lieu avant le PMH. Dans ces conditions une augmentation de la charge entraîne simplement un prolongement de la seconde (contrôlée) phase de la combustion suivant l'importance de la modification de la charge. Autrement dit, la nature de la combustion reste essentiellement la même pour toutes les conditions de charge utilisées (planche 1 et 2).

Il en est tout autrement lors du fonctionnement à l'essence. Dans ce cas, que nous examinerons en détail, non seulement les réductions du délai avec l'accroissement de la charge sont grandes, mais du fait que la combustion a eu lieu, dans toutes les conditions de charge expérimentées, après

le PMH, ces réductions du délai ont des conséquences très importantes, comme nous le verrons par la suite. Nous donnons sur tableau VI (d'après la planche 1) les instants d'inflammation au gasoil et à l'essence dans des diverses conditions de charge.

TABLEAU VI.
(D'après la planche I).

	INFLAMMATION A L'ESSENCE + 5 % D'HUILE	INFLAMMATION AU GASOIL
$P_i = 18$ ch.....	15° après PMH	2° avant PMH
$P_i = 17$ ch.....	10° après PMH	4,5° avant PMH
$P_i = 36$ ch.....	5° après PMH	6° avant PMH

TABLEAU VII.

Essence + 5 % d'huile, avance : 28.

P_i (ch)	q (mg/cyc.)	η_i	V_{c1} moy. (cal/g d'air/ms)	V_{c2} moy. (cal/g d'air/ms)
18	120	0,271	93	—
27	90	0,365	190	61
36	82	0,365	495	43

Les figures 8 et 9 donnent respectivement les fractions brûlées et les vitesses de combustion en fonction de l'angle de rotation pour diverses charges du moteur lors du fonctionnement à l'essence. Les calculs ayant servi à établir ces figures ont été effectués d'après les diagrammes (représentant 100 cycles superposés) présentés sur la planche 1 en utilisant un cycle moyen.

Nous avons vu ci-dessus que lors de la combustion à l'essence à faible charge ($P_i = 18$), la combustion s'initiant en présence de la quasi-totalité du combustible injecté par cycle, seule la première phase de combustion existait dans ces conditions. Avec un accroissement de la charge du moteur la vitesse de combustion augmente et on voit apparaître les deux phases de la combustion (fig. 8 et 9).

A une charge intermédiaire ($P_i = 27$) la vitesse moyenne de combustion de la première phase est de 190 cal/g d'air/ms contre 93 cal/g d'air/ms à faible charge ($P_i = 18$) (tableau VII). Cette augmentation est due aux températures internes (θ parois, θ air) relativement plus élevées à une charge éle-

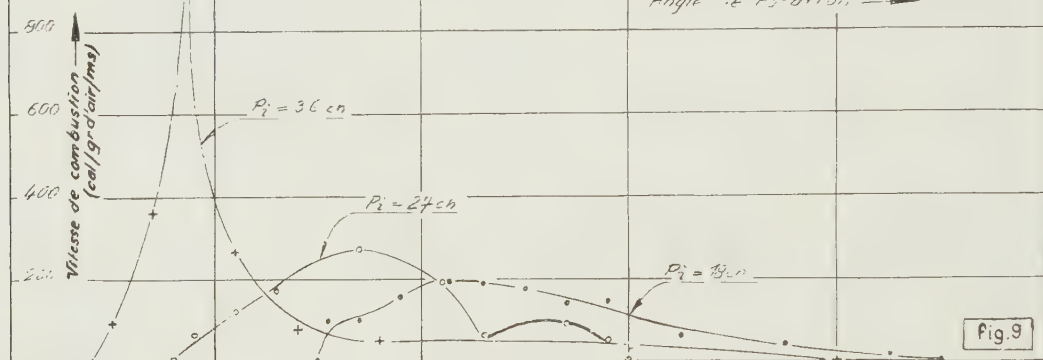
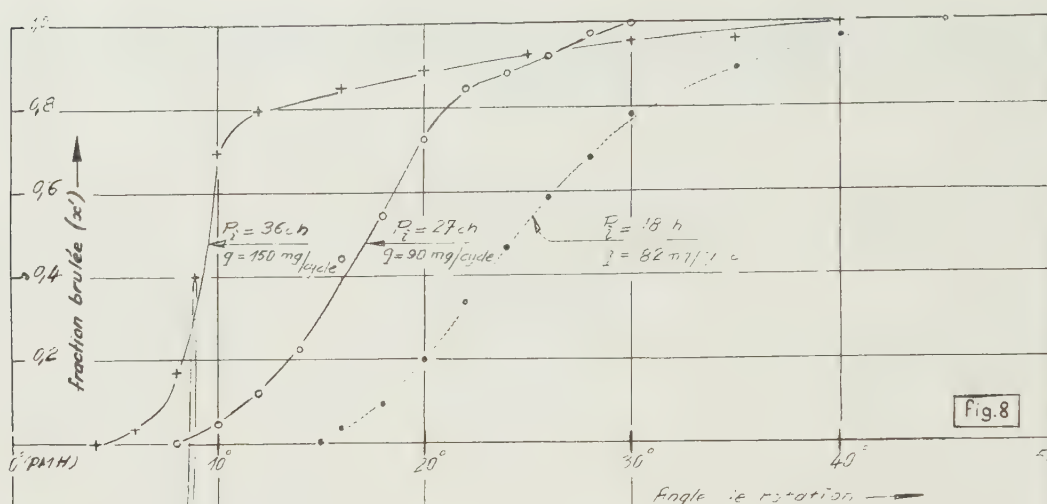


FIG. 8. — Influence de la charge sur l'évolution de la fraction brûlée.

Moteur Poyaud transformé. Vitesse = 1 500 tr/mn.
Combustible : essence + 5 % d'huile. Avance = 28°.

FIG. 9. — Influence de la charge sur la vitesse de combustion (d'après la figure 8).

vée. D'autre part, le délai étant plus court, la combustion a eu lieu plus tôt dans le cycle (tableau VI) et elle se déroule ainsi aux température et pression de gaz relativement plus élevées (chapitre I, p. 8).

Cette phase de combustion ayant une durée non négligeable (14° de rotation), le combustible présent dans le cylindre au moment d'inflammation et une partie de celui injecté pendant la même phase, y prennent part, la deuxième phase selon toute vraisemblance est régie conjointement par la loi de l'injection et par la quantité du combustible encore non brûlé à la fin de la première phase de combustion.

A une forte charge ($P_i = 36$), les températures internes (notamment la température du piston) étant très supérieures à celles existant à faible charge et l'inflammation ayant eu lieu au voisinage immédiat (5° après PMH) du PMH, la vitesse de combustion pendant la première phase est très élevée (fig. 9, tableau VII). Dans ces conditions, la combustion pendant la première phase semble être régie, comme lors d'une combustion normale, par la charge du combustible présente dans le cylindre au moment de l'inflammation. La phase suivante est vraisemblablement (vitesse moyenne faible que dans les autres cas) contrôlée par des conditions de diffusion dans le cylindre.

II. ESSAIS EN UTILISANT LE GASOIL, AVEC L'INFLAMMATION AU MÊME POINT DE CYCLE QUE LORS DU FONCTIONNEMENT A L'ESSENCE.

A charge partielle du moteur lorsque celui-ci est alimenté en combustible léger, le faible rendement indiqué est dû à :

- 1) Un mauvais rendement du diagramme (η_d) provenant d'une combustion tardive et lente;
- 2) Un mauvais rendement de combustion pour ces mêmes raisons.

Il a été envisagé de procéder expérimentalement pour chiffrer l'influence relative de ces rendements sur le rendement global. Dans ce but, nous avons effectué à faible charge ($P_i = 18$) quelques essais au gasoil, en utilisant une avance à l'injection donnant un début de combustion au même point du cycle que lors de la marche à l'essence dans ces mêmes conditions, ceci pour les séries 1 et 2 du paragraphe I (tableaux I et II et planches 1 et 2).

Les résultats de cette manipulation sont donnés ci-dessous (tableau VIII) et sur la planche 3.

TABLEAU VIII.

MOTEUR POYAUD TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

 $P_i = 18$ ch, 1 500 tr/mn.

AVANCE	INFLAMMATION	$C_s I$	η_i	
8°	14° après PMH	162	0,366	Série 1 $\theta_{\text{air}} = 60^\circ \text{C}$
9°	7° après PMH	152	0,39	Série 2 $\theta_{\text{air}} = 120^\circ \text{C}$

PLANCHE 3. — Moteur Poyaud 2 PDI, transformé en monocylindre.

 $P_i = 18$ ch. Vitesse : 1560 tr/mn.

Essais en utilisant le gasoil avec l'inflammation au même point de cycle que lors de la marche à l'essence.

Série 1.



Avance : 8°.

Série 2.



Avance : 9°.

II. 1. Discussion des résultats.

a) Influence de la combustion tardive sur les rendements.

Série 1 (θ air = 6° C). Inflammation 14° après PMH.

Le rendement indiqué au gasoil est de 90 % de celui obtenu avec une avance à l'injection normale. En émettant l'hypothèse que le rendement de combustion reste inaltéré, cette détérioration serait exclusivement due à une baisse de rendement du diagramme.

Rappelons que le rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) lors de la marche à l'essence est de 65 %. Il en ressort que dans la détérioration globale du rendement de 35 % lors de marche à l'essence, à peu près 10 % proviennent de la diminution du rendement du diagramme, due à l'augmentation du délai.

D'après ces résultats lors de l'utilisation de l'essence + 5 % d'huile nous avons les rendements suivants :

- rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) : 65 % ;
- rendement du diagramme relatif ($\eta_d R$) : 89 % ;
- rendement de combustion (η_c) : 73 % (η_c gasoil = 1).

Série 2 (θ air 12° C). Inflammation 7° après PMH.

Parallèlement, pour la série 2, nous obtenons les chiffres suivants :

- rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) : 70 % ;
- rendement du diagramme relatif ($\eta_d R$) : 95 % ;
- rendement de combustion (η_c) : 74 % (η_c gasoil = 1).

Nous constatons donc qu'un décalage entre les débuts de combustion de 7° de rotation modifie le rendement du diagramme relatif ($\eta_d R$) de 89 à 95 %.

Le rendement de combustion (η_c) est de même ordre (74 %) dans les deux cas et il est dans une large mesure responsable des consommations élevées lors de fonctionnement à l'essence. Il nous semblerait que cette combustion incomplète du carburant introduit, soit principalement due à une grande diffusion (une proportion importante du carburant, déposée sur les parois « froides » à faible charge échapperait à la combustion) résultant d'un délai d'inflammation anormalement long dans les conditions de fonctionnement en question.

Il convient de remarquer toutefois que les chiffres présentés ci-dessus sont quelque peu approximatifs. En effet les cycles obtenus avec la combustion tardive du gasoil et de l'essence ne sont pas tout à fait identiques (planches 1, 2 et 3) par conséquent les rendements du diagramme au gasoil et à l'essence sont quelque peu différents. D'autre part, le rendement de combustion du gasoil lors d'une combustion tardive peut être inférieur à 1.

b) Influence de l'inflammation tardive sur la vitesse de combustion.

La figure 10 donne la courbe de la fraction brûlée en fonction de l'angle de rotation pour la combustion tardive au gasoil (série 1, avance : 8°, $P_i = 18$). Nous y avons également rapporté les courbes de fraction brûlée pour les conditions suivantes :

- 1) Fonctionnement normal au gasoil (avance : 24°) ;
- 2) Fonctionnement à l'essence + 5 % d'huile.

Remarquons que le délai d'inflammation dans les conditions de la combustion tardive (série 1) est de 22° de rotation, tandis que le délai lors de la marche à l'essence est de 43° de rotation (tableau IV). De ce fait, l'essence injectée dispose de deux fois plus de temps pour se diffuser. Ceci constitue un

point important ; ainsi lesdites combustions s'initient dans des conditions mélange combustible-air assez différentes et donc l'écart entre les vitesses de combustion lors de l'inflammation tardive du gasoil et de l'essence, ne serait pas exclusivement dû à la nature du combustible.

La combustion tardive du gasoil incorpore les deux phases classiques de la combustion dont la première est relativement plus longue (durée = 6° de rotation) que celle de la combustion normale (durée 3° de rotation). La quantité du combustible présenté lors de l'inflammation dans les deux cas est sensiblement la même (délai d'inflammation du même ordre) la vitesse moyenne de combustion pendant cette phase est la moitié de la vitesse moyenne de combustion pendant la phase non contrôlée de la combustion normale (tableau IX). La vitesse de combustion pendant la deuxième phase, dans des conditions d'une combustion tardive ou normale, régie par la loi de l'injection a la même valeur (tableau IX, fig. 10 et 11).

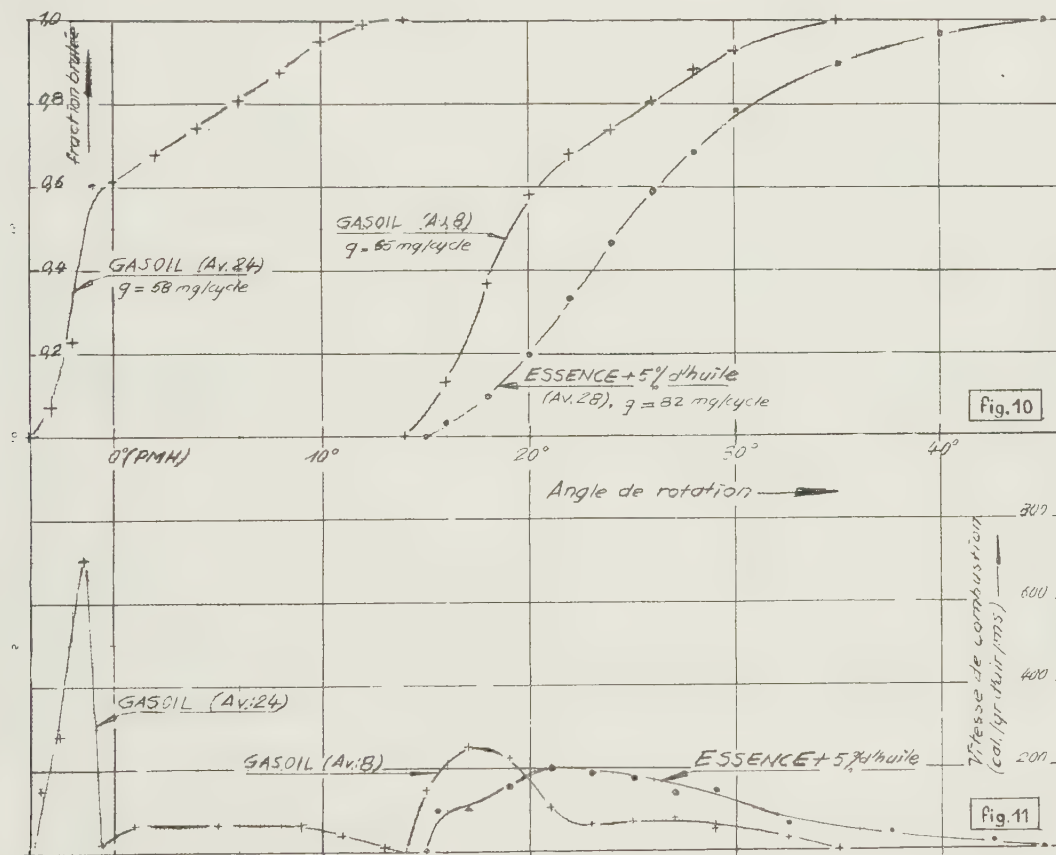


FIG. 10. — Influence de l'inflammation tardive sur l'évolution de la fraction brûlée.

Moteur Poyaud transformé. $P_e = 18 \text{ ch}$. Vitesse = 1500 tr/mn .

FIG. 11. — Influence de l'inflammation tardive sur la vitesse de combustion (d'après la figure 10).

Les faits que nous venons d'examiner montrent que la vitesse de combustion est considérablement amoindrie lorsque l'inflammation a eu lieu tard dans le cycle. Cette modification de vitesse de la combustion tardive du gasoil dans des conditions de l'état du mélange combustible-air sensiblement identiques à celles existantes lors d'une combustion normale (avance : 24) serait exclusivement due :

1) Aux variations sensibles de température et pression des gaz engendrées par l'accroissement rapide du volume de la chambre de combustion pendant la course de détente ;

TABLEAU IX.

	V_{c1} moy. (cal/g d'air/ms)	V_{c2} moy. (cal/g d'air/ms)
Gasoil (avance : 8°).....	208	51
Gasoil (avance : 24°).....	375	51
Essence + 5 % d'huile.....	68 (1)	—

(1) Compte tenu du rendement de combustion ($\eta_c = 73\%$).

2) Et au ralentissement progressif du mouvement de l'air dans le cylindre avec l'éloignement du piston de PMH.

La vitesse de combustion bien plus lente lors de la marche à l'essence dans les mêmes conditions du cycle serait, outre les facteurs cités ci-dessus, influencée par la grande diffusion de l'essence et peut-être par sa nature même (indice de cétane) si l'on envisage l'existence de plusieurs zones de combustion.

III. ESSAI EN UTILISANT L'HEPTANE NORMAL PUR

Il a été envisagé d'étudier dans des conditions de charge partielle, le comportement d'un combustible léger, volatil et ayant un indice de cétane du même ordre que celui du gasoil : l'heptane normal. L'expérimentation a été effectuée dans ce but avec l'heptane normal pur et le gasoil (éta-lonnage du moteur) à une puissance indiquée de 18 ch sur le moteur transformé (monocylindre) en utilisant une avance de 28°. Ces résultats sont consignés dans le tableau X et planche 4.

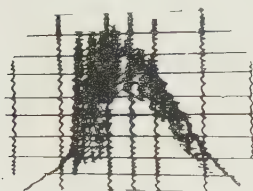
TABLEAU X.

MOTEUR POYAUD TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.
 $P_i = 18$ ch, 1 500 tr/mn.

	$C_s I$	η_i	ηR_i (%)
Heptane normal pur. .	148	0,400	91
Gasoil.	135	0,439	100

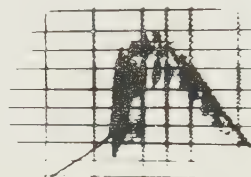
PLANCHE 4. — Moteur Poyaud 2 PDI, transformé en monocylindre.
 $P_i = 18$ ch. Vitesse : 1 500 tr/mn. Avance : 28° . Tarage : 200 kg/cm².

Influence de la volatilité du combustible sur le délai d'inflammation.



Gasoil

$C_{81} = 135$ g/ch · h.



Heptane normal pur.

$C_{81} = 148$ g/ch · h.

III. 1. Discussion des résultats.

La combustion de l'heptane normal pur est tout à fait normale. Il semble donc que pour ces conditions de fonctionnement l'indice de cétane du carburant ait une influence beaucoup plus grande que sa volatilité. Cependant le rendement indiqué dans ces conditions de fonctionnement est de 90 % de celui obtenu avec le gasoil. Remarquons que lors des expériences antérieures effectuées sur le moteur normal à vide ($P_i/\text{cyl} = 9$ ch) au régime de 1 500 tr/mn, en utilisant l'heptane normal additionné de 5 % (en volume) d'huile S. A. E. 30, le rendement indiqué obtenu avec ce dernier était identique à celui du gasoil (8). Ces faits indiquent l'existence des pertes du combustible (léger et peu visqueux) à travers le piston de la pompe d'injection et par l'injecteur. Ces pertes dépendent, bien entendu, de l'état de la pompe d'injection et par l'injecteur. Dans le cas présent l'expérimentation a été effectuée après un long fonctionnement du moteur sur l'essence sans addition d'huile et de ce fait ces pertes sont assez élevées : on perd 10 % du combustible débité.

Délai d'inflammation.

L'heptane normal et le gasoil ont l'indice de cétane du même ordre mais le délai d'inflammation relevé dans des conditions de fonctionnement identiques, est un peu plus long lors de la marche du moteur à l'heptane normal (délai = 22°) qu'avec le gasoil (délai = $20,5^\circ$) (planche 4). Ceci est probablement dû à la volatilité élevée de l'heptane normal (ébullition : 98°C) (chapitre I, p. 4).

IV. INFLUENCE DE L'ADDITION D'HUILE A L'ESSENCE

L'addition d'huile S. A. E. 30, de 5 % par volume, à l'essence relève l'indice de cétane de celle-ci de 16 à 22 (tableau p. 13). Il est probable que les gouttelettes d'huile pulvérisées ayant une température d'auto-inflammation plus basse, s'enflamment notablement plus tôt que la masse principale du combustible et constituent également des foyers assurant la combustion régulière d'une plus grande partie de la charge (55).

D'après ces considérations, l'addition de l'huile à l'essence favorise l'inflammation et augmente la vitesse de combustion de l'essence injectée dans un moteur Diesel.

L'expérimentation en vue d'étudier l'influence de l'addition d'huile à l'essence a été faite sur le moteur normal (bicylindrique) à une charge fixe.

Quelques essais supplémentaires aux diverses charges ont été également effectués sur le moteur transformé en monocylindre.

IV. 1. Expérimentation sur le moteur normal à une charge fixe (24 ch/cyl.).

Il a été constaté que la répartition de la charge entre les deux cylindres du moteur normal n'est pas homogène lorsque celui-ci, alimenté en essence fonctionne à faible charge ($P_i/\text{cyl.} = 9 \text{ ch}$, 1 500 tr/mn). Ceci nous a conduit à expérimenter à une charge assez élevée, à savoir la demi-charge (puissance au frein : 30 ch) du moteur. Dans ces conditions, la charge étant également partagée par les deux cylindres du moteur, chaque cylindre développe une puissance indiquée de 24 ch. Ces expériences ont été effectuées en utilisant 0 %, 2 %, 5 % et 10 % d'huile en volume additionnée à l'essence et dont le tableau XI et la planche 5 donnent les résultats.

TABLEAU XI.

MOTEUR POYAUD NORMAL (BICYLINDRIQUE).

 $P_i/\text{cyl.} = 24 \text{ ch}$, 1 500 tr/mn.

% D'HUILE (en volume)	$C_s I$ (g/ch h)	γ	η_i	η_{iR} (%)
0	195	0,529	0,285	59,7
2	152	0,412	0,365	76,5
5	127	0,344	0,437	91,6
10	131	0,355	0,424	89

 $\eta_i \text{ gasoil} \simeq 0,477$

a) Rendement indiqué.

Même à une charge relativement élevée, le rendement indiqué relatif (η_{iR}) lors du fonctionnement à l'essence sans addition d'huile est de l'ordre de 60 %. L'addition d'huile à l'essence améliore grandement le rendement, et avec une addition d'huile dans les proportions supérieures à 5 % on obtient un rendement indiqué relatif de 90 % (tableau XI et fig. 12).

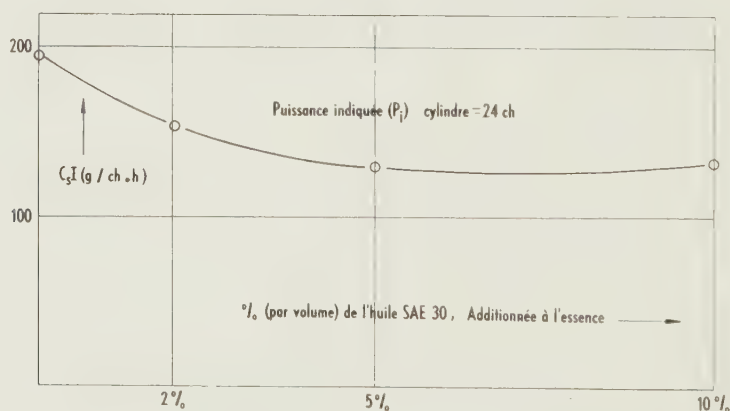


FIG. 12. — Influence du % de l'huile additionnée à l'essence sur la consommation spécifique indiquée.

Moteur Poyaud normal. Avance = 28°. Vitesse = 1 500 tr/mn.

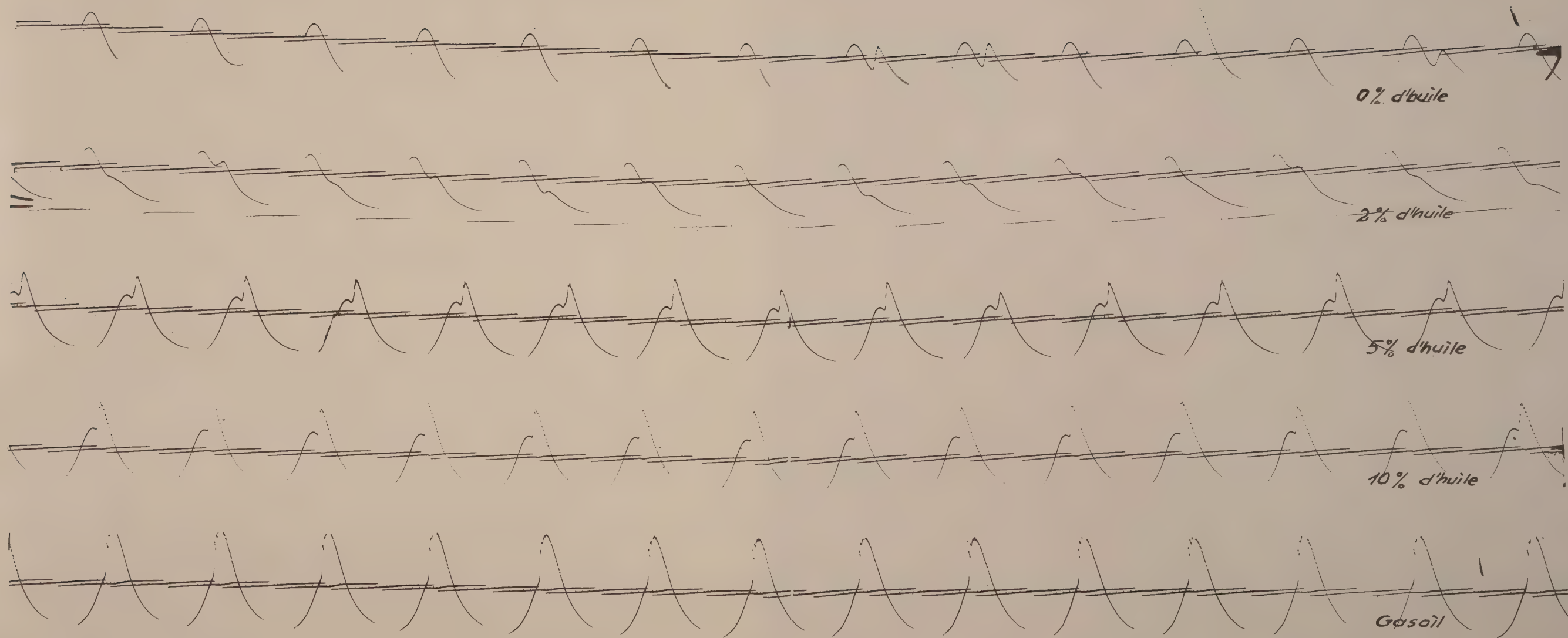


PLANCHE 5. — Moteur Poyaud 2 PDI, normal.
 Puissance au frein : 30 ch. Vitesse : 1 500 tr/mn. Avance : 28°. Tarage : 200 kg/cm².

Influence de % d'huile dans l'essence.

b) *Délais d'inflammation :*

Le tableau XII (d'après la planche 5) donne les délais d'inflammation des divers mélanges essence-huile.

TABLEAU XII.

	DÉLAI	DÉBUT DE COMBUSTION
Essence sans addition d'huile	43° à 63°	15 à 35° après PMH
Essence + 2 % d'huile	43° à 58°	15 à 30° après PMH
Essence + 5 % d'huile	35°	7° après PMH
Essence + 10 % d'huile	33°	5° après PMH
Gasoil	22°	6° avant PMH

Il peut être remarqué que les délais d'inflammation sont longs notamment lors de la marche à l'essence pure ou à l'essence additionnée d'un faible pourcentage d'huile.

c) *Dispersion cyclique.*

L'influence de l'addition d'huile sur la dispersion cyclique se fait sentir dès le plus faible pourcentage (planche 5). Lors du fonctionnement à l'essence sans addition d'huile, la combustion n'a pas eu lieu pendant un nombre considérable de cycles, tandis qu'avec l'essence additionnée de 2 % d'huile, l'inflammation tout en étant dispersée a eu lieu pendant tous les cycles.

Une addition d'huile 5 ou 10 % élimine pratiquement toute dispersion cyclique, l'inflammation a toujours eu lieu après le PMH, mais au voisinage de ce dernier et elle est extrêmement régulière. Donc la seule différence entre les diagrammes de combustion enregistrés au gasoil et ceux relevés avec l'essence + 5 ou 10 % d'huile réside dans le délai d'inflammation moins long avec le gasoil (planche 5).

IV. 2. *Expérimentation sur le moteur transformé aux diverses charges.*

Quelques essais ont été effectués en utilisant l'essence sans addition d'huile, l'essence additionnée de 5 % d'huile et le gasoil, aux différentes charges du moteur (fig. 13).

La figure 13 montre que le rendement du moteur alimenté en essence pure est très sensible aux variations de la charge. Une addition d'huile de 5 % à l'essence améliore le rendement à toutes les charges du moteur, mais cette amélioration est d'autant plus marquée que la charge du moteur est plus faible. A la plus faible charge du moteur ($P_i = 18$ ch) utilisée pendant ces essais, on constate que le rendement indiqué obtenu lors de la marche à l'essence sans addition d'huile est de l'ordre de 48 % de celui obtenu avec le gasoil. Ce rendement relatif ($\eta_i R$) dans les mêmes conditions de fonctionnement est de 73 % lorsque 5 % d'huile est additionné à l'essence, soit une amélioration de 25 %. Cette amélioration de rendement indiqué n'est que de 12 % pour une puissance indiquée de l'ordre de 30 ch.

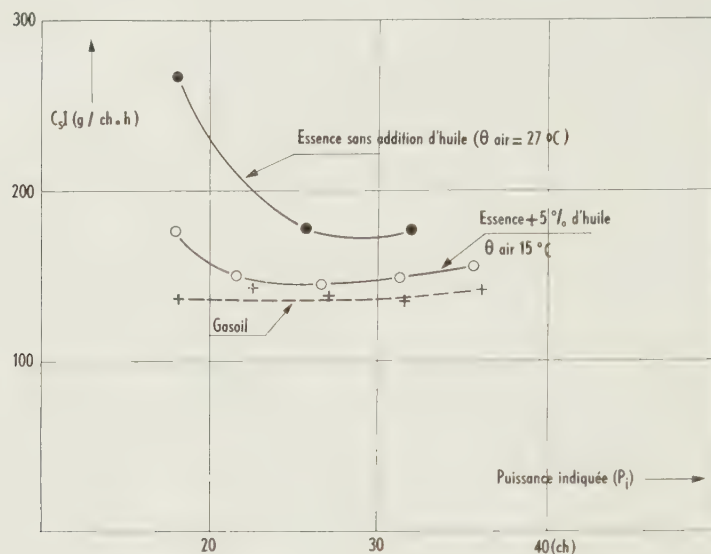


FIG. 13. — Influence de l'addition de l'huile à l'essence sur la consommation spécifique indiquée aux diverses charges.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre. Avance = 28° . Vitesse = 1 500 tr/mn.

V. CONCLUSIONS

Les essais que nous venons d'examiner permettent de tirer les conclusions suivantes. Ces conclusions se réfèrent à la combustion d'un moteur Diesel à injection directe (spécialement le moteur Poyaud) dans des conditions de charge partielle.

— La volatilité du carburant utilisé ne semble pas exercer une grande influence sur la combustion.

— Lorsque les combustibles utilisés ont des indices de cétane assez élevés pour donner lieu à l'inflammation avant le PMH, l'indice de cétane n'a pas d'influence sur la nature essentielle de la combustion. Le seul effet d'une variation de l'indice de cétane dans ce cas, est une modification de la valeur absolue du délai et, par conséquent, une modification de l'importance relative des deux phases de combustion (non contrôlée et contrôlée).

— Lorsque les combustibles utilisés ont de faibles indices de cétane donnant des délais anormalement longs, de façon à ce que la combustion débute après le PMH (ou pendant la course de détente) l'indice de cétane est une caractéristique importante : par son action sur le délai (diffusion moindre du combustible). D'autre part cette réduction du délai permet à la combustion de se dérouler dans des meilleures conditions de température et pression des gaz et de la turbulence dans le cylindre.

— La combustion du moteur Poyaud, lorsque celui-ci est alimenté en combustible léger semble être très sensible à la température du piston.

— Le rendement indique bas ($\eta_i R = 65\%$) du moteur fonctionnant au combustible léger IC = 22) dans des conditions de faible charge est dû dans une grande mesure à un mauvais rendement de combustion ($\eta_o = 74\%$) et dans une moindre mesure à un rendement du diagramme relativement faible ($\eta_d R = 90\%$).

— Une addition de l'huile de graissage S. A. E. 30 à l'essence améliore l'indice de cétane de celle-ci : (essence sans addition d'huile : IC = 16 ; essence + 5 % d'huile : IC = 22) lors du fonctionnement du moteur avec l'essence additionnée de 5 à 10 % d'huile, on obtient un rendement

beaucoup plus élevé que lors de la marche à l'essence pure. Ce fait est en grande partie dû à la suppression des cycles « sans combustion » où la totalité du carburant introduit est rejeté dans l'échappement.

ANNEXE AU CHAPITRE III

INFLUENCE DE L'AVANCE A L'INJECTION SUR LA COMBUSTION DU GASOIL ET DE L'ESSENCE SANS ADDITION D'HUILE

L'expérimentation sur le moteur transformé fonctionnant à vide et au régime de 1 500 tr/mn a été effectuée aux diverses avances à l'injection en utilisant : le gasoil (IC = 55) et l'essence pure (IC $\approx$ 16). Les essais avec cette dernière ont été faits à une température de l'air d'admission de 80° C (voir chapitre IV, paragraphe III). Les résultats obtenus sont rapportés sur les figures 14 et 15 et la planche 5 bis.

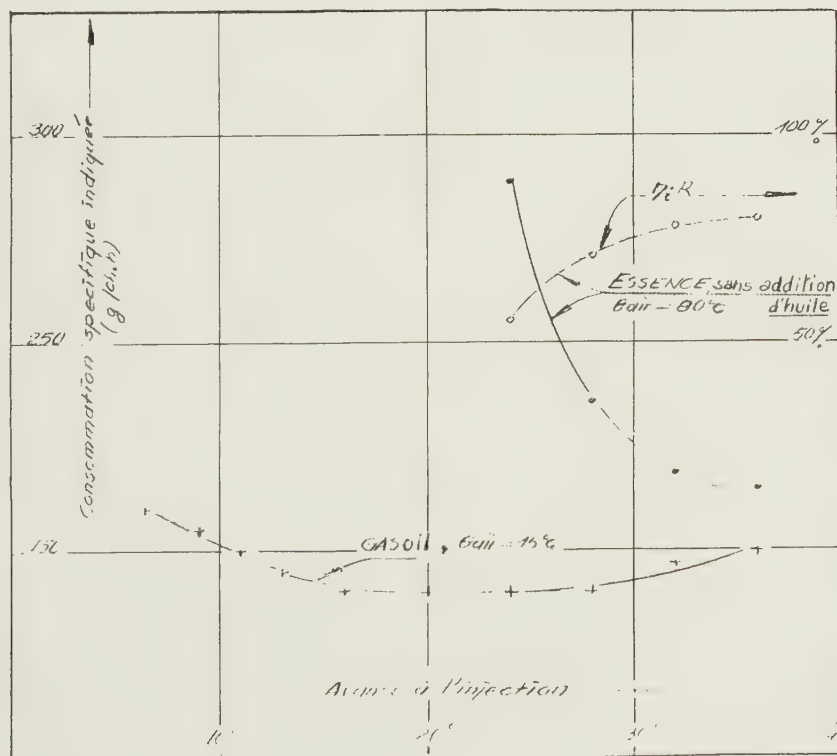


FIG. 14. — Influence de l'avance à l'injection sur la consommation indiquée.
Moteur Poyaud transformé, $P_i = 18$ ch, Vitesse = 1 500 tr/mn.

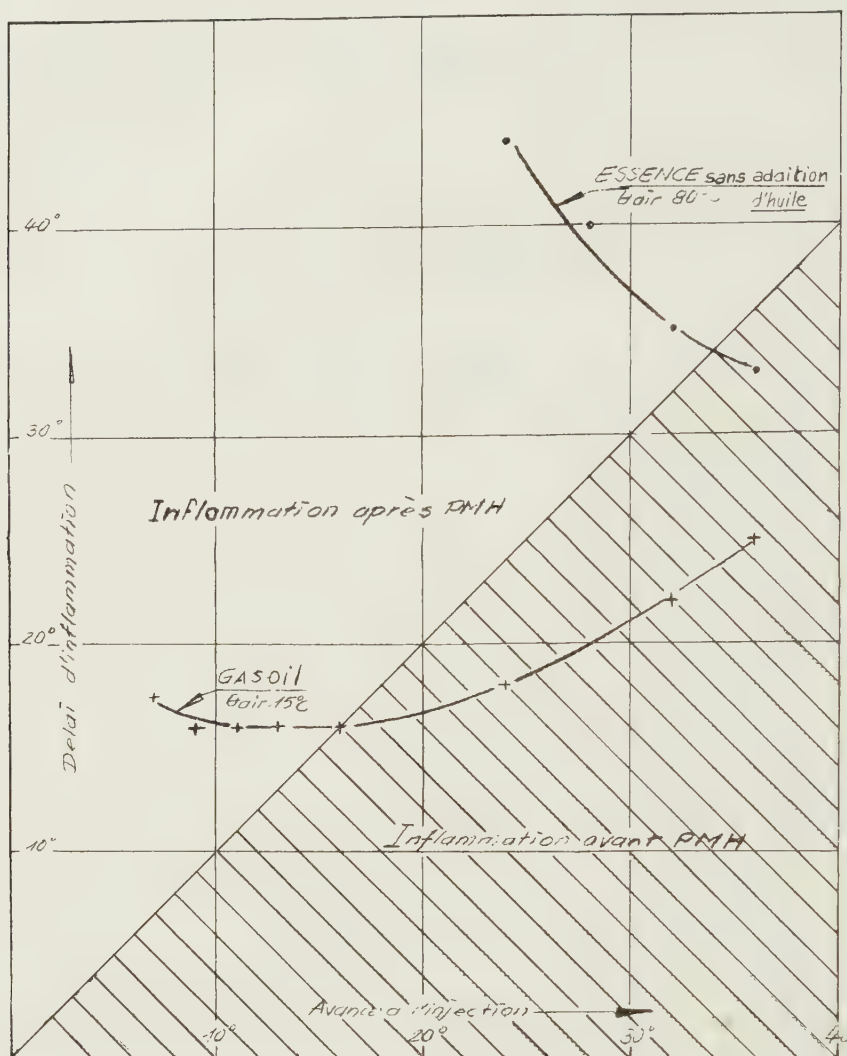


FIG. 15. — Influence de l'avance à l'injection sur le délai d'inflammation.

Moteur Poyaud transformé. $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn.

Il apparaît que lors de fonctionnement au gasoil, les variations de l'avance à l'injection au voisinage de l'avance optimale n'ont pas d'influence sur le rendement indiqué du moteur (fig. 14). Aux faibles valeurs de l'avance à l'injection le rendement décroît sensiblement pour des raisons que nous avons déjà exposées plus haut (paragraphe II). On peut remarquer d'autre part, que tant que l'inflammation a lieu avant le PMH, le délai décroît avec la diminution de l'avance à l'injection ; et avec l'inflammation au voisinage (et après) le PMH le délai reste sensiblement constant pour croître notablement, dans le cas d'une combustion tardive, avec la réduction de l'avance (fig. 15) (planche 5 bis). Ceci est parfaitement normal étant donné que ce sont les valeurs moyennes de la température et de pression régnant dans le cylindre pendant le délai qui déterminent celui-ci.

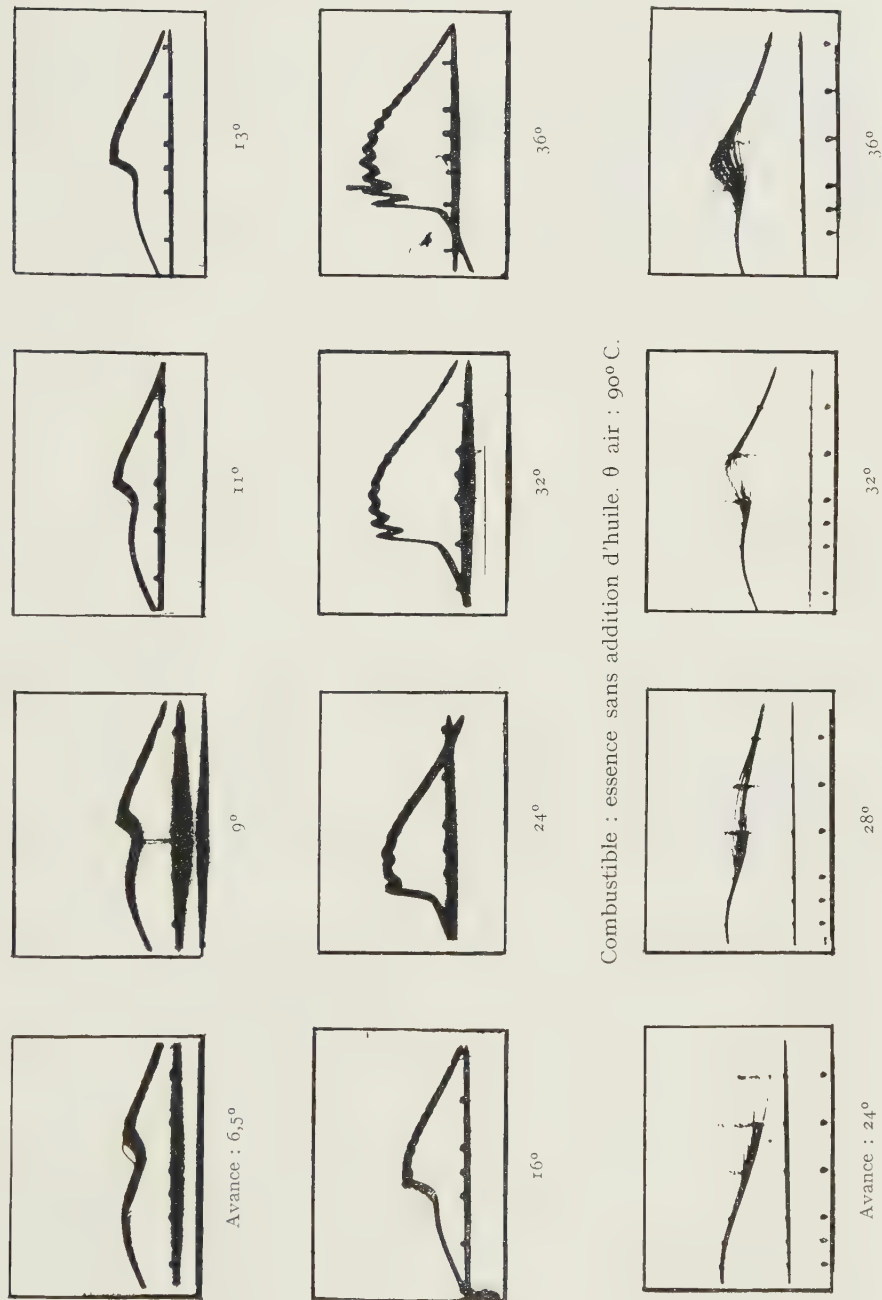
Cette même évolution du délai est observée lors de la marche du moteur à l'essence sauf que dans

PLANCHE 5 bis. — Moteur Poyaud 2 PDI, transformé en monocylindre.

P_2 : 18 ch. Vitesse : 1 500 tr/min.

Influence de l'avance à l'injection sur le délai d'inflammation.

Combustible : gasoil. θ air : 15° C.



Combustible : essence sans addition d'huile. θ air : 90° C.

ce cas les variations du délai avec l'avance à l'injection sont notamment plus importantes que celles obtenues avec le gasoil (fig. 15) (planche 5 bis). Dans ces conditions la consommation spécifique indiquée diminue avec l'augmentation de l'avance à l'injection ou, ce qui revient au même, avec le rapprochement de l'instant de l'inflammation vers le PMH ce qui a une influence considérable sur la vitesse de combustion. Cette amélioration du rendement avec l'augmentation de l'avance est très importante dans le domaine des avances à l'injection relativement faibles (fig. 14).

Remarquons que dans les présentes conditions de fonctionnement une variation de l'avance de 28° (valeur utilisée pendant l'étude expérimentale) à 36° modifie le rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) de 71 à 80 %.

Ces résultats généralisent nos conclusions relatives à l'influence de l'instant de l'inflammation par rapport au PMH, ce dernier agit aussi bien sur le délai que sur la combustion proprement dite.

CHAPITRE IV

INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE DE L'AIR ET DE LA TEMPÉRATURE DES PAROIS DE LA CHAMBRE DE COMBUSTION

Pour expérimenter dans différentes conditions de température de l'air en fin de course de compression nous avons utilisé les procédés suivants :

- freinage variable des gaz d'échappement ;
- différentes intensités de réchauffage de l'air d'admission.

Pour étudier l'influence des températures des parois de la chambre de combustion, nous avons employé les méthodes suivantes :

- variations des températures d'eau de refroidissement ;
- variations rapides de la charge afin d'obtenir temporairement des températures des parois aussi élevées à faible qu'à forte charge.

Les variations de température de l'air ou de la chambre de combustion n'ont pas été déterminées directement. Nous nous sommes bornés à étudier l'influence de ces facteurs susceptibles d'améliorer la combustion d'un combustible léger dans des conditions de charge partielle du moteur.

Remarquons qu'un accroissement de la température de l'air enfermé dans le cylindre augmente la température des parois de la chambre de combustion et vice-versa.

I. INFLUENCE DU FREINAGE DES GAZ D'ÉCHAPPEMENT.

Le freinage des gaz d'échappement ou une augmentation de la proportion des gaz résiduels dans l'air admis, a été envisagé comme un moyen d'accroître la température de l'air vers la fin de course de compression du moteur, ceci afin de favoriser l'inflammation de l'essence et d'étudier l'influence d'une telle augmentation de température sur la combustion à faible charge du moteur alimenté en essence.

On avait pensé, également, que dans le cas de fonctionnement avec un combustible donnant un mauvais rendement de combustion telle que l'essence, les gaz d'échappement contiendraient du combustible imbrûlé, et en rapportant une partie des gaz au cycle suivant par freinage, on introdui-

rait une sorte de charge carburante. Non seulement une fraction de la charge, qui aurait été rejetée, serait ainsi rattrapée et réutilisée, mais elle pourrait également servir à initier l'inflammation.

I. 1. Réalisation pratique.

Un volet pouvant agir sur la section de passage dont disposent les gaz d'échappement a été installé à la sortie du collecteur d'échappement du moteur. Avec ce volet complètement ouvert, le moteur fonctionne normalement. Une fermeture progressive du volet, en le fixant à des positions prédéterminées, réalise le freinage des gaz d'échappement. Lorsque ce volet est complètement ouvert, son plan coïncide avec l'axe de tubulure d'échappement. L'angle entre le plan du volet dans cette position avec l'axe de tubulure que nous appellerons n est égal à zéro ($n = 90^\circ$ représente le volet complètement fermé). Nous avons utilisé, pour réaliser un freinage de plus en plus poussé, les positions du volet suivantes :

$n = 0^\circ$ (volet grand ouvert), 60° , 70° , 80° , $82,5^\circ$.

Les sections de passage sont respectivement les suivants :

a , $0,134 a$, $0,06 a$, $0,01 a$, $0,008 a$

(a = section de passage de la tubulure d'échappement).

I. 2. Influence du freinage sur la puissance passive.

La puissance passive ou les pertes par frottement d'un moteur, déterminée par la puissance nécessaire pour l'entraînement d'un moteur à un certain régime, sont en partie composées du travail négatif fourni par le piston pendant la course d'échappement. Lorsque les gaz d'échappement sont freinés, par l'emploi d'un procédé quelconque, ce travail négatif devient plus important.

Donc, pour évaluer les variations de la puissance indiquée du moteur (à une puissance au frein quelconque), résultant d'un freinage plus ou moins poussé, on doit déterminer les modifications de la puissance passive du moteur dans ces conditions.

La combustion du moteur Poyaud alimenté en gasoil est correcte. Nous verrons par la suite que les variations de la richesse globale — dans la zone de la combustion complète, bien entendu — engendrées par un réchauffage de l'air d'admission ont peu d'influence sur le rendement du moteur.

Donc pour mesurer l'influence du freinage des gaz d'échappement sur la puissance passive du moteur, nous avons enregistré pour diverses intensités de freinage les débits du gasoil nécessaire pour le fonctionnement du moteur à vide et au régime de 1 500 tr/mn.

Le tableau XIII, en conséquence, donne pour diverses positions de volet du freinage les valeurs de la puissance indiquée nécessaire pour entraîner le moteur à vide. On voit que l'augmentation de

TABLEAU XIII.

MOTEUR POYAUD NORMAL.

Fonctionnement à vide à 1 500 tr/mn. Combustible : gasoil (avance : 24).

POSITION DU VOLET (n)	DÉBIT (g/h)	P_f ou P_i (ch)	θ ÉCHAP. ($^\circ$ C)
0°	2 360	18	162
60°	2 510	19,12	177
70°	2 670	20,4	190
80°	3 300	25,2	262

cette puissance avec le freinage est importante. Le remplissage du moteur en air frais diminuant avec le freinage, un freinage poussé aurait une influence défavorable sur le rendement et de ce fait la puissance passive du moteur serait quelque peu surestimée dans ces conditions.

1. 3. Influence du freinage des gaz d'échappement sur la combustion de l'essence.

Ces essais ont été faits sur le normal en utilisant l'essence additionnée de 5 % d'huile (IC = 22). Le freinage des gaz d'échappement a été réalisé comme nous venons de le décrire ci-dessus.

Les résultats sont donnés par le tableau XIV, la figure 16 et la planche 6.

TABLEAU XIV.
MOTEUR POYAUD 2 PDI NORMAL.
Fonctionnement à vide 1 500 tr/mn.
Combustible : essence 5 + % d'huile (avance : 24°).

POSITION DU VOILET (n)	θ ÉCHAP. (° C)	P_i /cyl. (ch)	$C_s I$ g/ch h)	r	η_i
0°	145	9	219	0,226	0,254
60°	185	9,56	266	0,293	0,209
70°	215	10,2	282	0,33	0,197
80°	325	12,6	190	0,276	0,292
82,5°	385	14 ⁽¹⁾	178	0,286	0,312

(¹) Valeur extrapolée.

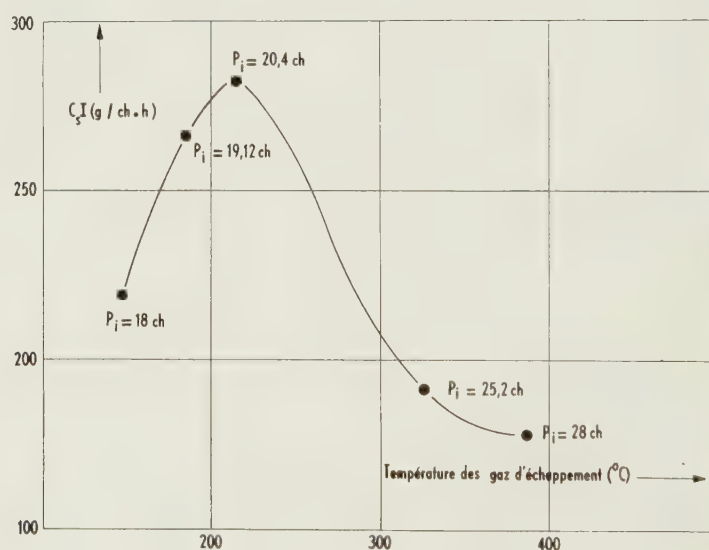


FIG. 16. — Influence du freinage des gaz d'échappement sur la consommation spécifique indiquée.

Moteur Poyaud normal. Charge 0, 1 500 tr/mn. Avance = 24°.
Tarage = 200 kg/cm². Combustible : essence + 5 % d'huile.

La figure 16 indique l'évolution de la consommation spécifique indiquée en fonction de la température des gaz d'échappement. Cette dernière est utilisée pour représenter l'intensité du freinage (tableau XIV). On voit que la consommation augmente d'abord, puis diminue brusquement. Il est difficile d'expliquer l'augmentation initiale de la consommation. Bien que n'ayant pas fait de mesures directes, nous estimons qu'il existe toujours un excès d'air suffisant (le tableau XIV donne les valeurs de la richesse globale sans tenir compte du freinage). Ce fait est d'ailleurs constaté par l'amélioration des conditions de fonctionnement avec un freinage poussé (θ échap. = 325 ou 385° C). Ceci est dû aux divers facteurs qui agissent dans le même sens, soit augmentation des températures des gaz et des parois, et accroissement de la charge. La consommation peut être quelque peu sous-estimée par le fait d'une surestimation de la valeur des pertes par frottement lors d'un freinage poussé.

Notons qu'un freinage poussé (représenté par $n = 80^\circ$ ou $82,5^\circ$) donne une nette amélioration du délai et de la dispersion cyclique (planche 6).

Enfin, il convient de remarquer qu'il aurait été souhaitable d'expérimenter avec un recyclage des gaz d'échappement. Ce dernier impliquant des transformations beaucoup plus importantes du moteur n'a pu être effectué.

II. INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE DE L'AIR D'ADMISSION

Le réchauffage de l'air d'admission a été envisagé pour accroître les températures de l'air en fin de course de compression du moteur (fig. 17). Ceci avait pour but de faciliter l'inflammation et d'accroître la vitesse de combustion lors de la marche du moteur au combustible léger.

Les essais ont été effectués sur le moteur transformé en monocylindre, à faible charge ($P_i = 18$ ch, 1 500 tr/mn) en utilisant diverses intensités de réchauffage de l'air d'admission. Les variations de la température de celui-ci, obtenue ainsi, seront comprises entre 15° C (température ambiante) et 90° C.

Nous avons expérimenté avec les combustibles suivants :

- gasoil (IC : 55) ;
- essence pure (IC : 16) ;
- essence + 5 % d'huile (IC : 22).

II. 1. Dispositif de réchauffage.

Une enceinte munie de cannes chauffantes a été utilisée. Ce montage avait au total six éléments de chauffage de 2 kW chacun, permettant ainsi un chauffage de 2, 4, 6, 8, 10 ou 12 kW.

La sortie de l'enceinte était liée à l'aspiration du moteur, ainsi le filtre à air monté sur l'aspiration s'est trouvé supprimé.

Le réchauffeur avait un rendement de 45 % pour une puissance de 12 kW.

II. 2. Influence de la température de l'air d'admission sur la combustion du gasoil.

Une expérimentation sommaire pour déceler l'effet du réchauffage de l'air sur la combustion du gasoil a été effectuée dont les résultats sont consignés dans le tableau XIV *bis*.

On voit que dans ces conditions une augmentation de la température de l'air d'admission de 19° C à 87° C diminue légèrement (de 2 %) le rendement indiqué du moteur. D'ailleurs ceci peut être expliqué par l'accroissement des chaleurs spécifiques de l'air, et par l'augmentation de la richesse globale (tableau XIV *bis*) par suite d'une diminution de remplissage du cylindre, avec l'élévation de la température de l'air d'admission.

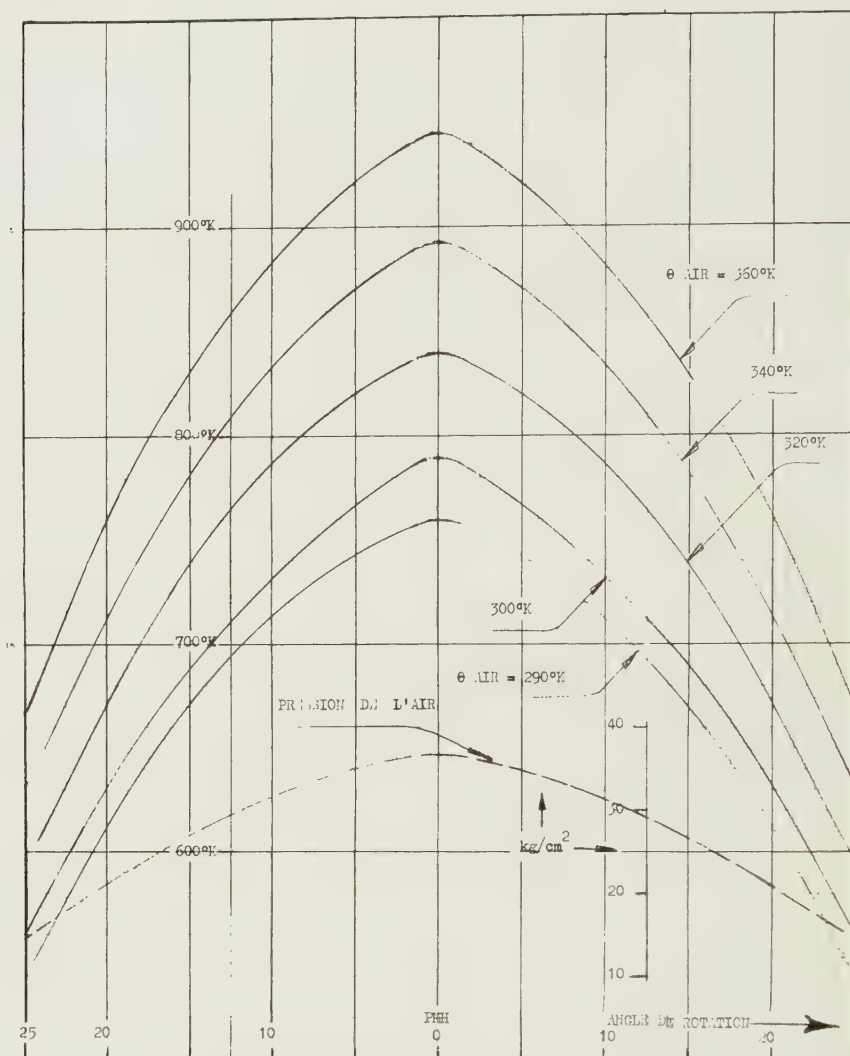


FIG. 17. — Évolution de la pression et de la température pendant un cycle sans injection d'un moteur Diesel ($\rho = 15$) pour diverses températures de l'air d'admission.

TABLEAU XIV bis.

MOTEUR POYAUD TRANSFORMÉ.

$P_i = 18$ ch, 1 500 tr/mn. Combustible : gasoil (avance : 24°).

θ_{AIR} ($^\circ\text{C}$)	$C_s I$	γ	η_i	$\theta_{\text{ÉCHAP.}}$ ($^\circ\text{C}$)	DÉLAI
19	134	0,275	0,442	205	21°
87	137	0,35	0,432	225	19°

Remarquons que les essais à l'essence pure ont été effectués le 5 juin 1961, tandis que ceux à l'essence additionnée de 5 % d'huile ont été effectués le 5 janvier 1962. Le moteur avait donc évolué quelque peu entre temps. De ce fait, le rendement indiqué du moteur au gasoil avait baissé de 0,442 ($C_s I = 134$) à 0,42 ($C_s I = 141$).

Donc, pour comparer le rendement indiqué obtenu à l'essence pure ainsi qu'à l'essence + 5 % d'huile, à celui obtenu au gasoil, nous nous servons des rendements de 0,442 et de 0,42 respectivement.

II. 3. Résultats obtenus avec l'essence sans addition d'huile ($IC = 16$).

Ces résultats sont indiqués dans le tableau XV, la figure 18 et la planche 7.

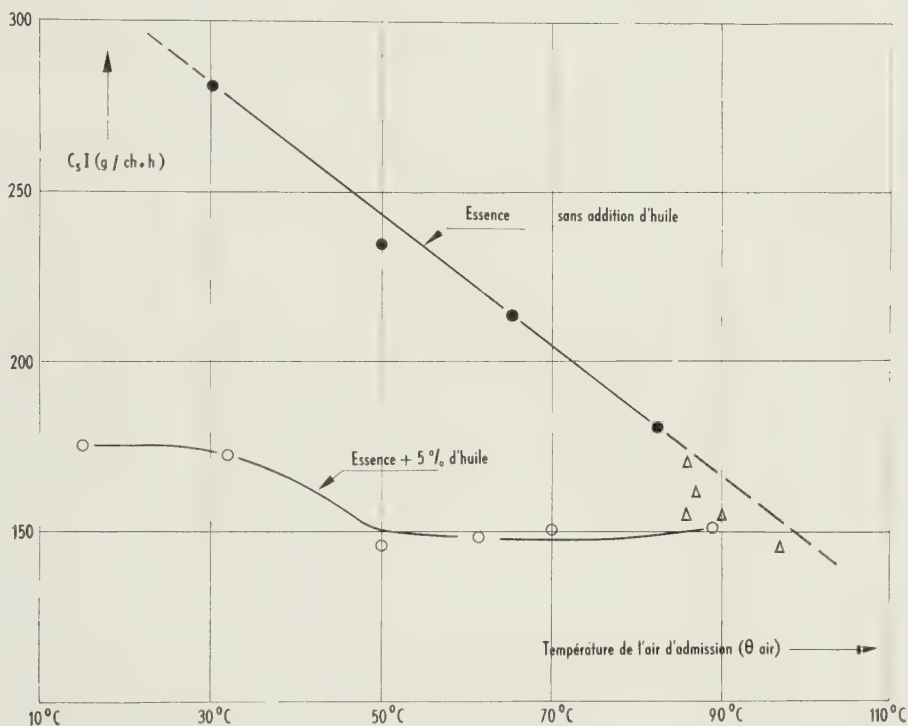


FIG. 18. — Influence du réchauffage de l'air d'admission sur la consommation spécifique indiquée.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre. $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn.
Avance = 28°, Tarage = 200 kg/cm².

II. 3. 1. Discussion des résultats.

Nous examinerons, dans l'ordre, l'influence de la température de l'air d'admission sur :

- le rendement indiqué ;
- les délais d'inflammation ;
- la dispersion cyclique ;
- la dispersion du travail indiqué effectué par cycle.

TABLEAU XV.

MOTEUR POYAUD 2 PDI TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

 $P_i = 18 \text{ ch, } 1500 \text{ tr/mn.}$

Combustible : essence sans addition d'huile (avance : 28).

θ_{AIR} (° C)	$C_s I$	REPLISSAGE 85 % à 15° C ⁽¹⁾ %	r	η_i	η_{iR} (%)
30	281	80,7	0,61	0,197	44,5
50	234	75,8	0,542	0,237	53,6
65	213	72,5	0,516	0,261	59
83	181	68,8	0,46	0,307	69,5

 $\eta_i \text{ gasoil} = 0,442$ ⁽¹⁾ Le moteur aspire 2,93 g/cyl./cycle d'air à 15° C et au régime de 1500 t/mn.**a) Rendement indiqué.**

Pour les températures de l'air employées, on remarque que la consommation spécifique indiquée diminue suivant une loi linéaire au fur et à mesure que la température de l'air augmente. Étant limités par la puissance maximale du réchauffeur, nous n'avons pas pu expérimenter avec des températures de l'air encore plus élevées. Quelques essais effectués avec une température ambiante très élevée, donnant des températures de l'air d'admission supérieures à 83° C, confirme l'efficacité que le réchauffage continue à exercer. Ces résultats sont également consignés sur la figure 18 (sous forme de triangles). On peut, notamment, voir un point qui représente une consommation spécifique indiquée de 145 g/ch · h à une température de l'air de 97° C, soit un rendement indiqué de 87 % de celui obtenu en utilisant le gasoil.

b) Délais d'inflammation.

Les délais varient d'un cycle à l'autre. La « dispersion » des délais peut être remarquée sur les diagrammes strobocathodiques enregistrés pendant l'expérimentation (planche 7). Ces diagrammes représentent grosso modo le même nombre de cycles moteur. Notons, également (d'après les points provenant des cycles individuels) que l'inflammation a eu lieu de plus en plus tôt dans le cycle au fur et à mesure que la température de l'air d'admission augmente.

Les délais les plus courts enregistrés pour la température de l'air d'admission de 30, 50 et 65° C, sont respectivement de 46°, 44° et 43°. A une température de l'air de 83° C, les délais varient de 38° à 46°.

c) Dispersion cyclique.

Les cycles du moteur sont dispersés dans toutes les conditions de la température de l'air utilisées, mais la fréquence des inflammations augmente avec l'accroissement de la température de l'air admis. Le pourcentage des cycles « sans combustion » semble être grand pour les températures de l'air de 30, 50 et 65° C, et considérablement moindre à 83° C (planche 7).

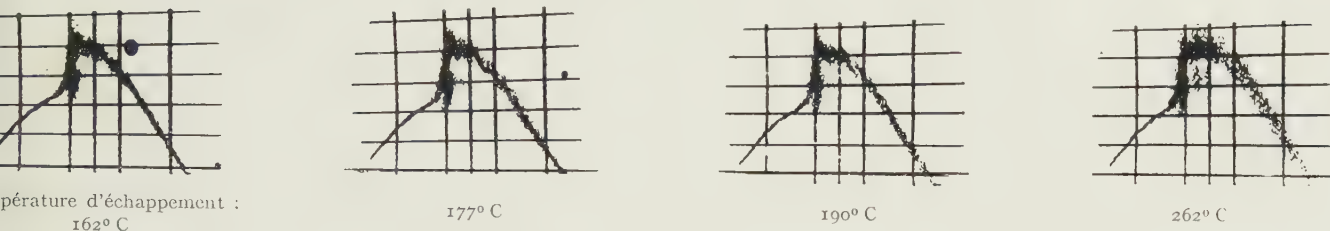
Les diagrammes stroboscopiques de la planche 7, sauf pour fournir quelques indications citées

PLANCHE 6. — Moteur Poyaud 2 PDI, normal.

Charge : 0. Vitesse : 1 500 tr/mn. Avance : 24°. Tarage : 200 kg/cm².

Influence du freinage des gaz d'échappement.

Combustible : gasoil.



Combustible : essence + 5 % d'huile.

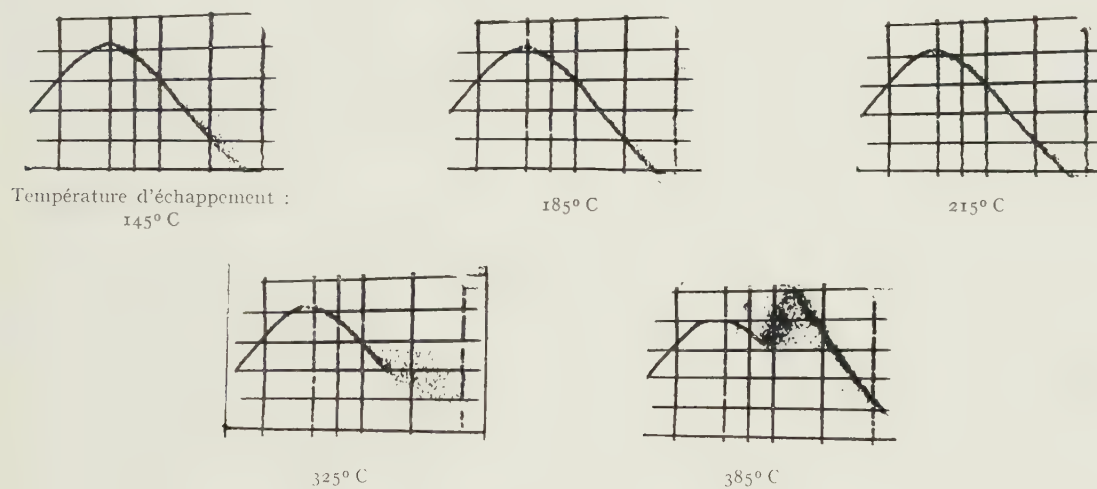
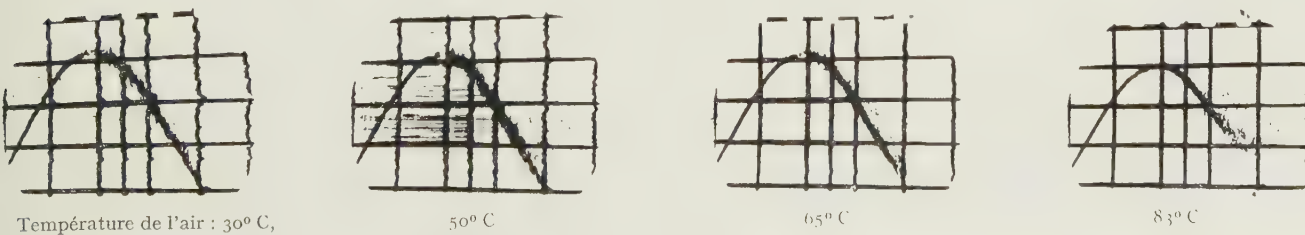


PLANCHE 7. — Moteur Poyaud 2 PDI transformé en monocylindre.

Fonctionnement à vide à 1 500 tr/mn. Avance : 28°. Tarage : 200 kg/cm². Combustible : essence sans addition d'huile.

Influence de la température de l'air d'admission.



ci-dessus sont insuffisants pour une étude de combustion dans les conditions de fonctionnement en question.

TABLEAU XVI.

θ AIR (° C)	$C_s I$ relevée	CYCLES sans combust. (%)	$C_s I$ ⁽¹⁾ corrigée
30	281	34	185
50	234	24	178
65	213	17	177
83	181	8	166

⁽¹⁾ Consommation corrigée en tenant compte de la perte de carburant au cours des cycles « sans combustion ».

Une étude statistique des cycles individuels basée sur 100 cycles dont les résultats sont donnés dans le chapitre VI, indique que le réchauffage de l'air d'admission agit surtout en favorisant l'inflammation. Ainsi, dans un cas particulier (fig. 29), lors du fonctionnement à l'essence à faible charge ($P_i = 18$ ch) sans le réchauffage (θ air = 20° C), le nombre de cycles « sans combustion » est

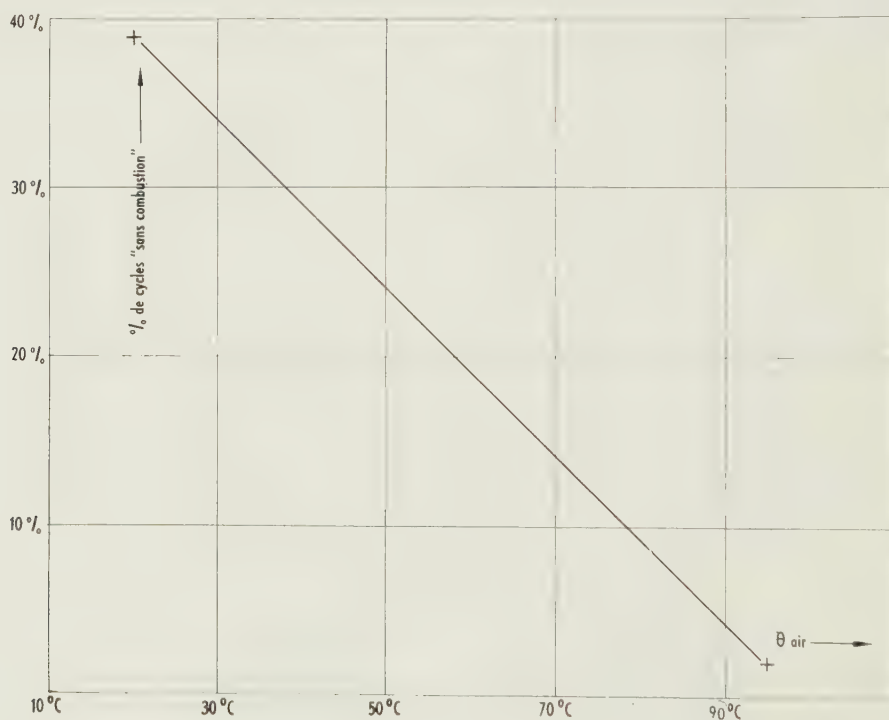


FIG. 19. — Influence de la température de l'air d'admission sur le % de cycles sans combustion.

Droite tracée d'après les résultats montrés par la figure 29.

de 39 %. Un réchauffage de l'air d'admission à 95° C réduit le nombre de cycles où l'inflammation n'a pas eu lieu à 2 %.

Remarquant que la consommation indiquée en fonction de la température de l'air d'admission évolue suivant une loi linéaire, nous avons tracé d'après les résultats cités ci-dessus, la figure 19. On peut en relever le nombre de cycles « sans combustion » pour différentes températures de l'air d'admission. Ceci est une simple approximation qui va nous permettre de situer les valeurs de la consommation spécifique indiquée basée sur des cycles où la combustion a eu lieu en tenant compte de la quantité de combustible rejeté dans l'échappement. Le tableau XVI est dressé selon cette méthode approximative.

d) Variations du travail indiqué effectué par cycle.

L'existence des cycles « sans combustion » suggère que la valeur moyenne du travail indiqué effectué par cycle est une fonction de % de cycles où la combustion a eu lieu, P_i étant la même dans toutes les conditions de température de l'air. Examinons le cas extrême, sans aucun réchauffage ($\theta_{\text{air}} = 20^\circ \text{C}$) indiqué sur la planche 21 (diagrammes instantanés, déroulés et superposés). On peut apprécier le fait que certains cycles ressemblent tout à fait aux cycles obtenus à forte charge, d'autres sont semblables à ceux obtenus à faible charge. Étant donné que la combustion a eu lieu au cours de 61 % des cycles, le travail moyen indiqué par cycle dans ces conditions est 1,64 fois plus important que le travail indiqué qui aurait été effectué dans un cycle dans des conditions normales (combustion pendant 100 % des cycles). Il est probable que lors du fonctionnement à l'essence sans addition d'huile sans réchauffage (combustion pendant 61 % de cycles), il existe également une dispersion du travail indiqué effectué par cycle.

II. 4. Résultats obtenus en utilisant l'essence additionnée de 5 % d'huile ($IC = 22$).

Une expérimentation semblable à la précédente (paragraphe II.3) a été effectuée en utilisant l'essence + 5 % d'huile et les résultats sont consignés dans le tableau XVII, la figure 18 et la planche 8.

Lors d'une addition de 5 % d'huile à l'essence, la combustion est régulière (combustion au cours de 100 % des cycles), donc l'influence de la température de l'air d'admission sur la combustion à faible charge d'un combustible léger pourra être étudiée dans de meilleures conditions.

TABLEAU XVII.

MOTEUR POYAUD 2 PDI TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

$P_i = 18 \text{ ch}$, 1 500 tr/mn. Combustible : essence + 5 % d'huile
(avance : 28).

θ_{AIR} (° C)	$C_s I$	r	η_i	η_i^R (%)
15	175	0,362	0,317	75,5
32	173	0,358	0,32	76,2
50	149	0,308	0,372	88,5
61	148	0,306	0,375	89,2
70	150	0,31	0,37	88,2
89	150	0,31	0,37	88,2

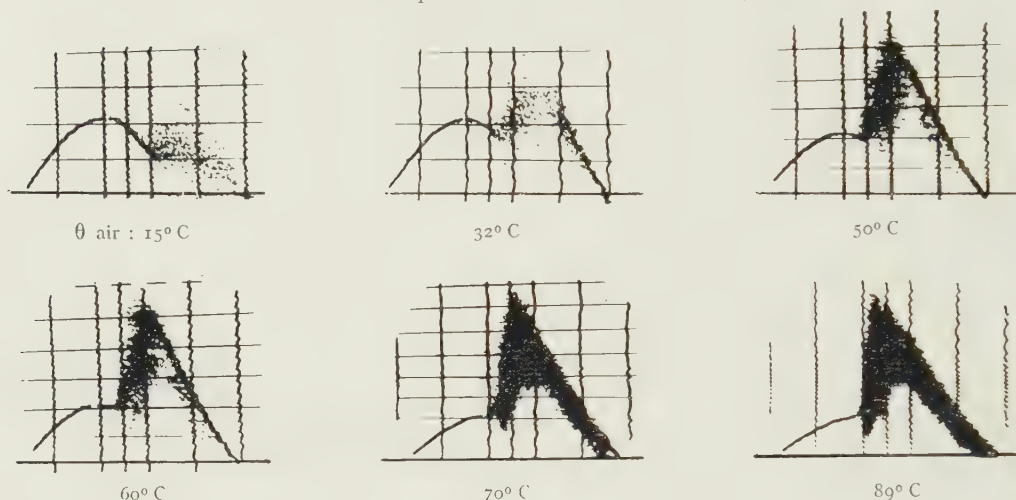
$\eta_i \text{ gasoil} = 0,42$

PLANCHE 8. — Moteur Poyaud 2 PDI, transformé en monocylindre.

P_i : 18 ch. Vitesse : 1 500 tr/mn. Avance : 28°. Tarage : 200 kg/cm².

Combustible : essence + 5 % d'huile.

Influence de la température de l'air d'admission (θ air).



II. 4. 1. Discussion des résultats.

a) Rendement indiqué.

Lors du fonctionnement du moteur avec l'essence + 5 % d'huile, le réchauffage exerce son effet entre les températures de l'air de 30 à 50°C : la consommation spécifique indiquée diminue de 173 g/ch·h ($\eta_i R = 76\%$) à 149 g/ch·h ($\eta_i = 88\%$). Une augmentation de la température de l'air au-delà de 50°C (jusqu'à 80°C) ne semble pas avoir d'influence sur le rendement du moteur (fig. 18).

Remarquons que l'amélioration des conditions de fonctionnement du moteur alimenté en essence pure lorsqu'on utilise le réchauffage d'air est surtout due à la suppression des cycles sans combustion qui existent dans des conditions du fonctionnement en question (planche 7). Dans le cas présent (avec l'essence + 5 % d'huile) la combustion ayant eu lieu au cours de 100 % des cycles, le réchauffage d'air diminue le délai et fait croître la vitesse de combustion (planche 8) augmentant ainsi le rendement du moteur.

Remarquons que dans le cas présent aussi bien que dans le cas précédent (fonctionnement du moteur à l'essence sans addition d'huile) les variations de la consommation indiquée en fonction de la température de l'air d'admission sont importantes et de ce fait, malgré une diminution considérable de remplissage du cylindre avec le réchauffage, les richesses globales de fonctionnement diminuent avec l'augmentation de la température de l'air (tableaux XV et XVII). Ajoutons que la richesse dans la zone de combustion augmente probablement avec le réchauffage d'air.

b) Délais d'inflammation (planche 8).

Pour des températures de l'air d'admission de 15 et 30°C, les délais d'inflammation varient considérablement d'un cycle à l'autre. A partir d'une température de 50°C, l'inflammation est régulière. Les délais diminuent avec l'augmentation de la température de l'air comme le montre le tableau XVIII.

TABLEAU XVIII.

θ AIR (° C)	DÉLAI	INFLAMMATION
15	38° à 42°	10° à 14° après PMH
30	33° à 38°	5° à 10° après PMH
50	33°	5° après PMH
60	32°	4° après PMH
70	30°	2° après PMH
90	28°	au PMH

c) Dispersion cyclique. Vitesse de combustion.

Dans le cas présent, les diagrammes de combustion (planche 8) donnent une excellente appréciation de l'évolution de la dispersion cyclique. Cette dernière décroît avec la diminution du délai (ou avec le rapprochement de l'instant de l'inflammation vers le PMH, tableau XVIII) et à partir d'une température de l'air d'admission de 50° C, la combustion est pratiquement normale.

Cette amélioration des conditions de fonctionnement est obtenue par les variations des divers paramètres. Lesdites variations, engendrées par l'augmentation de la température de l'air sont les suivantes :

Diminution du délai donc proximité du piston au moment de l'inflammation, températures et pression internes plus élevées. Ces dernières et la température de l'air elle-même, influencent favorablement la vitesse de combustion. L'accroissement sensible de la vitesse de combustion, par rapport à celles existantes aux températures de l'air d'admission, inférieures à 50° C, améliore le rendement du diagramme (planche 8), et le rendement de combustion.

Un accroissement de la température de l'air au-delà de 50° C diminue davantage le délai, en conséquence la charge du combustible présente au moment de l'inflammation diminue au fur et à mesure que la température de l'air augmente. En dépit de ce fait, la vitesse de combustion augmente continuellement. Ceci est dû, en partie, à un rapprochement de l'instant de l'inflammation vers le PMH (tableau XVIII), mais dans ce domaine (de PMH à 5° après PMH) les variations des facteurs contrôlés par la position du piston par rapport au PMH sont faibles. Donc dans ces conditions, l'augmentation de la vitesse de combustion est due principalement à l'accroissement de la température de l'air.

Nous n'avons pas fait, dans le cas présent, les calculs de la fraction brûlée, néanmoins, l'accroissement de la pression maximale (ou de la ΔP , voir planche 8), constitue une bonne mesure de l'augmentation de la vitesse de combustion de la phase initiale qui est, pour des raisons évidentes (une grande proportion du combustible injecté y prenant part) la phase prédominante dans ces conditions.

III. INFLUENCE DE LA TEMPÉRATURE DE L'EAU DE REFROIDISSEMENT

La chaleur évacuée par le liquide de refroidissement d'un moteur à combustion interne est une fonction de la température du liquide. Un accroissement de la température du liquide de refroidissement diminue le nombre de calories évacuées par celui-ci ; il en résulte une augmentation générale de la température des parois de la chambre de combustion.

Ainsi, quelques essais récents en utilisant un appareil de mesure de température du piston avec le moteur en fonctionnement ont montré que la température des pistons du moteur normal fonctionnant à vide (1 000 tr/mn) augmente de 20° C lorsque la température de l'eau de refroidissement

varie de 40 à 80° C (57). Nous avons étudié l'effet de variations des températures de la chambre de combustion obtenues ainsi, sur la combustion d'un combustible léger dans des conditions de charge partielle du moteur.

L'expérimentation a été effectuée à vide et au régime de 1 500 tr/mn sur le moteur normal et sur le moteur transformé en monocylindre, en utilisant les températures d'eau de refroidissement de 75 à 95° C et de 40 à 95° C, respectivement. Rappelons que dans ces conditions et à une température d'eau de refroidissement de 80° C, le moteur normal bicylindrique développe une puissance indiquée de 9 ch par cylindre tandis que le moteur transformé en monocylindre donne une puissance indiquée de 18 ch. Les résultats obtenus sont donnés par les tableaux XIX et XX, figure 20 et planche 9.

FONCTIONNEMENT A L'ESSENCE + 5 % D'HUILE.

TABLEAU XIX.
MOTEUR NORMAL.
Charge 0,1500 tr/mn.

θ_{EAU} (°C)	$P_i/\text{cyl.}^{(1)}$	$C_s I$	η_i
75	9,2	238	0,235
80	9	216	0,257
85	8,93	227	0,244
90	8,9	222	0,25
95	8,7	222	0,25

TABLEAU XX.
MOTEUR TRANSFORMÉ.
Charge 0,1500 tr/mn.

θ_{EAU} (°C)	$P_i/\text{cyl.}^{(1)}$	$C_s I$	η
40	20	203	0,273
60	19,2	185	0,3
80	18	171	0,325
90	17,8	167	0,333
95	17,4	159	0,35

(1) Variation des pertes par frottement en fonction de la température de l'eau de refroidissement d'après la figure 42 (annexe III).

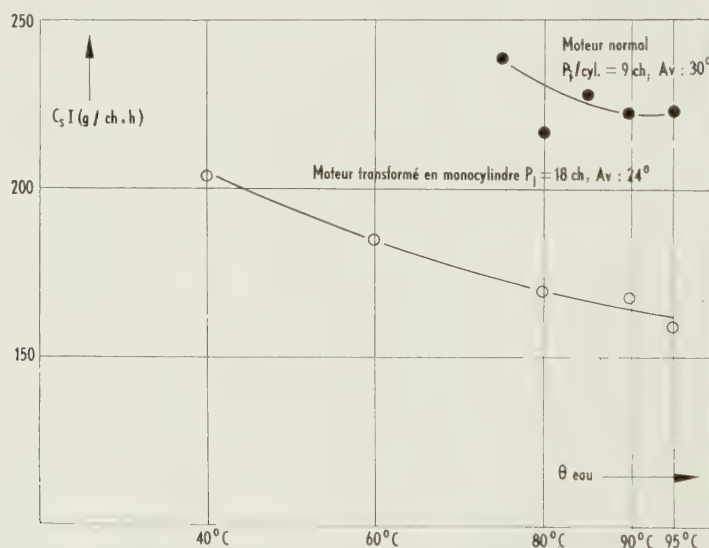


FIG. 20. — Influence de la température de l'eau de refroidissement sur la consommation spécifique indiquée.

Moteur Poyaud, Vitesse = 1 500 tr/mn. Combustible : essence + 5 % d'huile.

III.1. Discussion des résultats.

a) *Rendement indiqué.*

Dans les deux conditions de fonctionnement ($P_i = 8,7$ à $9,2$ ch et $P_i = 17,4$ à 20 ch), la température de l'eau de refroidissement a une influence sur la combustion de l'essence (fig. 20). Se basant sur les résultats obtenus sur le moteur transformé qui sont exempts de l'inexactitude pouvant résulter d'une inégalité de la répartition de charge dans le cas du moteur normal, on peut faire les remarques suivantes :

1) La consommation diminue de 203 à 159 g/ch · h par une augmentation de la température d'eau de 40 à 95° C, soit une amélioration du rendement de l'ordre de 25 %.

2) Une augmentation de la température d'eau de 15° C par rapport à la température normalement utilisée, diminue la consommation spécifique de 171 à 159 g/ch · h soit une amélioration du rendement de 7 %.

Notons que les améliorations citées ci-dessus sont obtenues en dépit d'une diminution de la charge réelle (tableaux XIX et XX).

b) *Délais d'inflammation. Dispersion cyclique. Vitesse de combustion.*

La planche 9 contient les diagrammes de combustion enregistrée avec le manographe stroboscopique au cours des essais sur le moteur normal. Ces diagrammes nous permettent de faire les remarques suivantes :

1) Les délais d'inflammation de l'essence semblent être les mêmes dans les différentes conditions de la température d'eau de refroidissement.

2) Les cycles moteur sont assez dispersés pour toutes les températures de l'eau de refroidissement et les cycles « sans combustion » sont présents sur tous les diagrammes. Mais par la disposition des points provenant des cycles individuels et qui constituent un nuage sur les diagrammes, on peut dire que la valeur moyenne de la pression maximale de combustion et donc la vitesse de combustion augmentent avec l'accroissement de la température de l'eau de refroidissement. D'ailleurs, dans ces conditions, une action légère de la température de l'eau de refroidissement sur la vitesse de combustion peut être également appréciée sur les diagrammes enregistrés lors du fonctionnement du moteur normal au gasoil. Ces diagrammes sont également présentés sur la planche 9.

IV. INFLUENCE DE VARIATIONS RAPIDES DE LA CHARGE (56).

Afin d'expérimenter, à une charge partielle du moteur, aux températures des parois de la chambre de combustion plus élevées que celles qui correspondent à ladite charge, et allant jusqu'à celles existant dans des conditions de la pleine charge du moteur, nous avons utilisé le mode opératoire suivant :

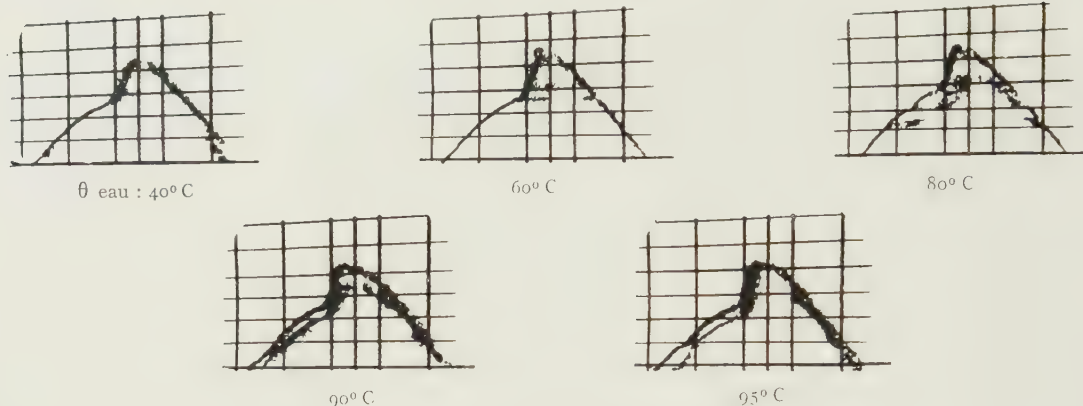
Nous avons fait fonctionner le moteur transformé en monocylindre à pleine charge, pendant un temps suffisant pour être assurés de l'équilibre thermique du moteur. Nous avons ensuite, brusquement, réduit la charge du moteur en modifiant simultanément le débit du combustible. Des diagrammes pression-angle de rotation avec le manographe à quartz I. F. P. ont été relevés, dès réduction de la charge à des intervalles régulièrement échelonnés, jusqu'à ce que le moteur atteigne de nouveau un équilibre thermique correspondant aux nouvelles conditions de fonctionnement.

Enfin, nous avons également fait une opération, en sens inverse ; moteur en équilibre thermique à charge réduite, brusquement amené dans les conditions de la pleine charge. D'après cette deuxième partie de la manipulation, nous mettons en évidence l'influence de la température des parois de la

PLANCHE 9. — Moteur Poyaud 2 PDI, normal.
Fonctionnement à charge 0, 1500 tr/mn. Tarage : 200 kg/cm².

Influence de la température de l'eau de refroidissement (θ eau).

Gasoil. Avance : 24°.



Essence + 5 % d'huile. Avance : 30°.

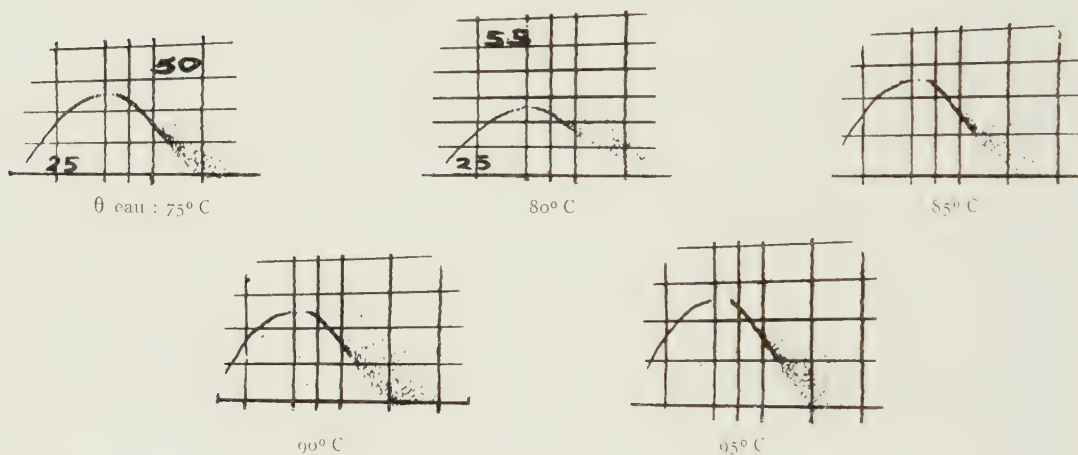
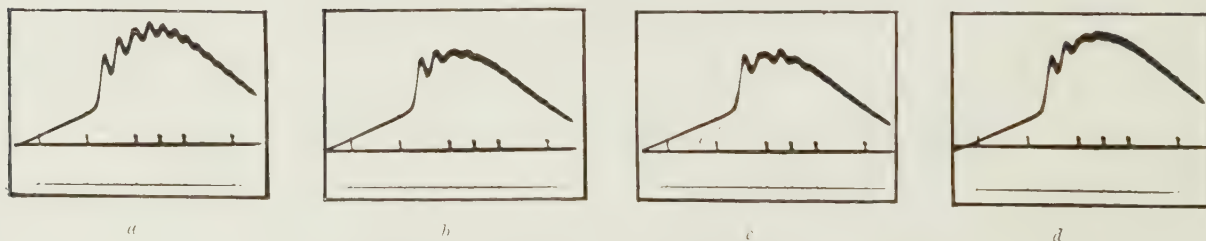


PLANCHE 10. — Moteur Poyaud 2 PDI (transformé).
Avance à l'injection : 28°. Injecteur normal. Tarage : 200 kg/cm².
Combustible : gasoil. Vitesse : 1 500 tr/mn.

Influence de l'état thermique sur la combustion.



- a. Pleine charge, équilibre thermique, débit de combustible : 5 490 g/h, 18 ch.
- b. Charge 0, état thermique de pleine charge : 2 690 g/h.
- c. Charge 0, équilibre thermique : 2 730 g/h.
- d. Pleine charge, état thermique de charge 0 : 5 460 g/h, 18 ch.

Chaque photo représente 100 cycles superposés.

chambre de combustion, sur la combustion à forte charge du moteur et nous jugeons intéressant d'inclure ces résultats ici.

En utilisant ce mode opératoire, nous avons successivement étudié le comportement du moteur :

- en injection simple avec le gasoil ;
- en injection simple avec l'essence pure.

Lors de la marche à l'essence, à pleine charge, comme à charge réduite (charge 0), la température d'admission d'air était de 80° C. Lors de la marche au gasoil, la température était sensiblement égale à la température ambiante, c'est-à-dire 15° C.

Lors de cette série d'essais, la température d'eau de refroidissement était maintenue à 80° C.

IV. 1. Fonctionnement au gasoil (injection simple, θ air = 15° C).

Les résultats obtenus d'après le mode opératoire exposé ci-dessus, sont consignés sur le tableau XXI et la planche 10 où chaque photo représente 100 cycles superposés.

TABLEAU XXI.

MOTEUR POYAUD TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

1 500 tr/mn. Combustible : gasoil (indice de cétane = 55).

	$C_s I$	γ	η_i	DÉLAI (°α)
Pleine charge ($P_i = 36$ ch), équilibre thermique.....	153	0,63	0,387	20
Charge 0 ($P_i = 18$ ch), état thermique de la pleine charge.....	150	0,308	0,396	21
Charge 0, équilibre thermique.....	152	0,313	0,390	22
Pleine charge, état thermique de charge 0.....	152	0,626	0,390	21,5

Lors de l'utilisation d'un combustible normal, tel que le gasoil, on constate que la combustion n'est pratiquement pas affectée par les variations de l'état thermique de la chambre de combustion du moteur. Dans ces conditions, l'allumage se fait toujours avant le PMH et les variations du délai sont très faibles (tableau XXI). Ainsi, dans ce cas, nous n'avons étudié que les deux conditions extrêmes de la température des parois de la chambre de combustion (températures de parois existantes en équilibre thermique de charge 0, et celles existantes en équilibre thermique de pleine charge du moteur).

Signalons que des mesures de température du piston du moteur Poyaud transformé, à mi-chemin entre sa périphérie et le rétrécissement de la chambre de combustion, ont été effectuées en utilisant des fusibles. La température la plus élevée atteint 350° C à pleine charge ($P_i = 36$ ch) et 165° C à charge 0 ($P_i = 18$ ch).

IV. 2. Résultats obtenus avec l'essence pure en injection simple ($\theta_{\text{air}} = 80^\circ \text{C}$).

Ces résultats sont exposés sur les planches II et 12 (chaque photo représente 100 cycles superposés). Le tableau XXII donne les valeurs de la consommation spécifique dans différentes conditions d'état thermique.

TABLEAU XXII.

MOTEUR TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

1 500 tr/mn. Combustible : essence sans addition d'huile (IC = 16).

	C_{sI}	ν	η_i	η_{iR} (%)	% de CO (1)
Pleine charge ($P_i = 31 \text{ ch}$), équilibre thermique	169	0,735	0,328	84	0,4
Charge 0 ($P_i = 18 \text{ ch}$), état thermique de pleine charge	159 ($\neq$)	0,4	0,351	90	0,0
Charge 0 ($P_i = 18 \text{ ch}$), équilibre thermique.....	179	0,452	0,31	79,5	0,2

η_i gasoil = 0,390
($\neq$) Temps de mesure = 46"

(1) % de monoxyde de carbone dans les gaz d'échappement d'après un appareil d'Orsat.

PLANCHE II. — Moteur Poyaud 2 PDI (transformé).
Injecteur normal. Tarage : 200 kg/cm². Avance à l'injection : 28°.

Combustible : essence sans addition d'huile. Température de l'air d'admission : 80° C.

Influence de l'état thermique du moteur sur la combustion.



- a. Pleine charge, équilibre thermique, débit de combustible : 5 250 g/h, 13 ch, 1 500 tr/mn.
b. Charge 0. État thermique de pleine charge : 2 850 g/h ; moteur à vide : 1 500 tr/mn.
c. Charge 0. Équilibre thermique : 3 220 g/h ; moteur à vide : 1 500 tr/mn.

Chaque photo représente 100 cycles superposés.

a) *Rendement indiqué.*

L'évolution de la combustion à l'essence à charge réduite en fonction des températures de la chambre de combustion est montrée sur la planche 12. Il apparaît clairement qu'à ladite charge, l'augmentation anormale du délai d'inflammation et les combustions erratiques proviennent de la réduction des températures de la chambre de combustion consécutive à la réduction de la charge. L'augmentation du niveau thermique de la chambre de combustion constitue donc un moyen très efficace d'améliorer les conditions de fonctionnement du moteur alimenté en combustible de faible indice de cétane.

Notons que le rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) de 90 % obtenu avec l'essence sans addition d'huile avec le moteur fonctionnant à charge réduite mais en état thermique de la pleine charge, donné dans le tableau XXII est sous-estimé. En effet la mesure de consommation de l'essence, ayant servi au calcul de ce rendement, a nécessité 46 secondes, or, on remarque que pendant ce temps les cycles du moteur évoluent considérablement (planche 12). Il est vraisemblable que pendant les 10 premières secondes écoulées dès la réduction de la charge on obtienne un rendement indiqué relatif de 100 % avec l'essence sans addition d'huile.

Signalons que ces résultats sont obtenus par l'emploi de réchauffage (θ air = 80° C) et des températures relativement élevées de la chambre de combustion. Le mode opératoire adopté pour l'expérimentation est difficilement utilisable sans réchauffage (fonctionnement du moteur à l'essence sans réchauffage n'est pas assez stable). Il serait intéressant d'expérimenter en utilisant un point suffisamment chaud et en supprimant le réchauffage de l'air d'admission. Nous avons fait des tentatives dans ce sens, en rapportant sur la couronne du piston des pièces thermiquement isolées de celui-ci, sans toutefois obtenir aucun succès à cause des difficultés rencontrées dans la réalisation du montage.

b) *Délais d'inflammation.*

Le tableau XXIII donne le délai d'inflammation à faible charge avec le moteur en état thermique de la pleine charge, ainsi que les variations du délai enregistrées pendant l'évolution du moteur vers son équilibre thermique.

TABLEAU XXIII.

DÉLAI D'INFLAMMATION POUR :

$t = 0''$	$t = 10''$	$t = 30''$	$t = 60''$	$t = 2''$	$t = 3''$	$t = 5''$	$t = 7''$	$t = 10''$
32° état thermique pleine charge	34°	37°	39°	40°	41°	42°	43° équilibre thermique	43°

t = temps écoulé dès le passage quasi-instantané de la pleine charge à la charge 0.

On peut remarquer que les variations du délai en fonction de la température du piston sont plus importantes que celles enregistrées en fonction des autres paramètres étudiés dans notre travail expérimental (température de l'air d'admission, paragraphe II ; température de l'eau de refroidissement, paragraphe III ; % de l'injection carburant, chapitre V).

Notons que dans le cas présent (en injection simple), le moteur atteint l'équilibre thermique correspondant à la charge réduite après environ 7 mn de fonctionnement.

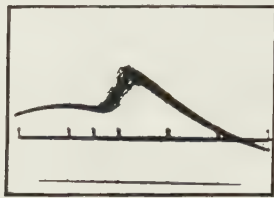


Pleine charge,
équilibre thermique.
Puissance au frein = 13 ch;
débit = 5 250 g/h.

Passage instantané de la pleine charge à la marche à vitesse



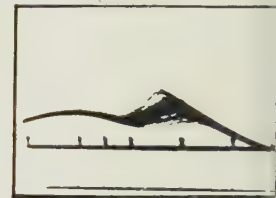
$t = 0''$



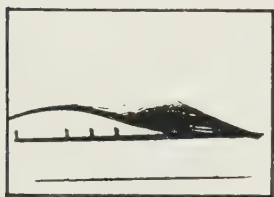
$t = 10''$



$t = 20''$



$t = 30''$



$t = 80''$



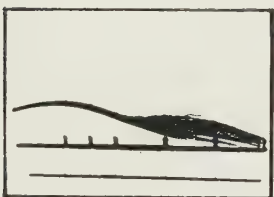
$t = 90''$



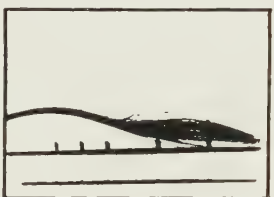
$t = 100''$



$t = 110''$



$t = 7'$



$t = 8'$

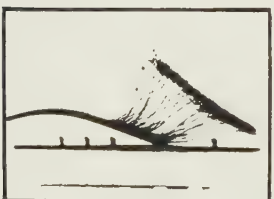


$t = 9'$

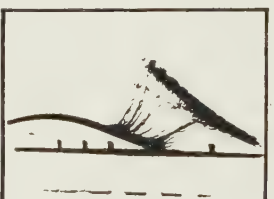


$t = 10'$

Passage instantané de la charge 0 à la pleine charge



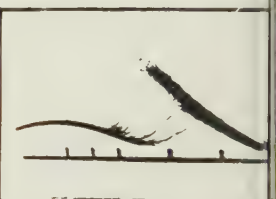
$t = 0''$



$t = 10''$



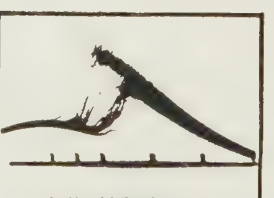
$t = 20''$



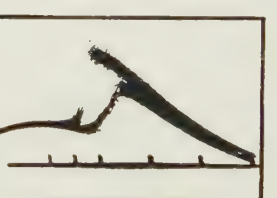
$t = 30''$



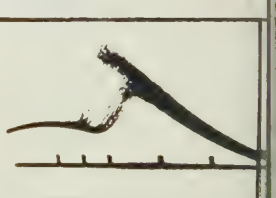
$t = 2'$



$t = 3'$



$t = 4'$



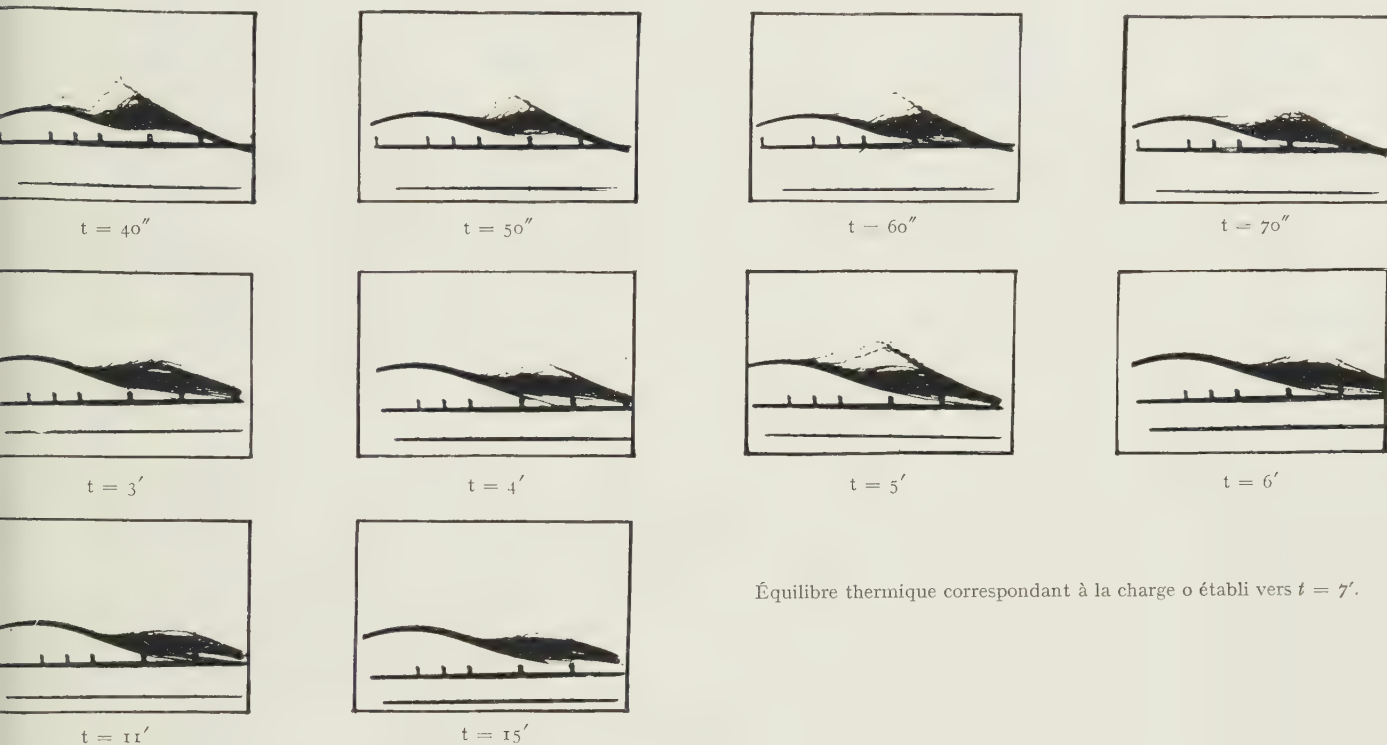
$t = 5'$

PLANCHE 12. — Moteur Poyaud transformé en monocylindre.

Vitesse = 1 500 tr/mn. Avance = 28°. Tarage = 200 kg/cm². Combustible : essence sans addition d'huile. θ air = 80° C.

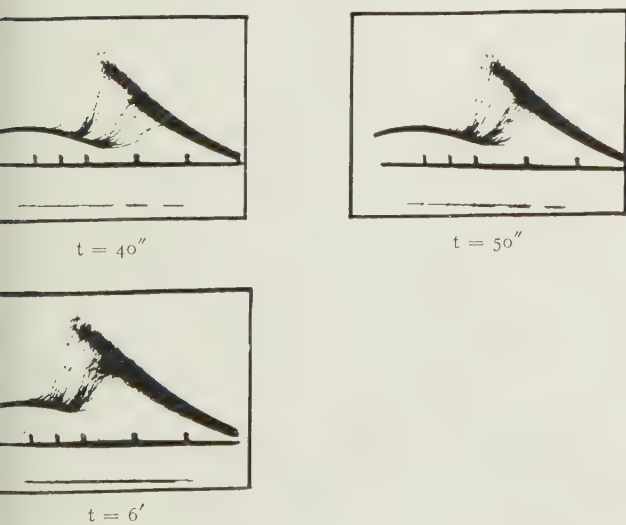
Influence de l'état thermique du moteur sur la combustion.

= temps écoulé depuis le début de la réduction de la charge.



Équilibre thermique correspondant à la charge o établi vers $t = 7'$.

= temps écoulé depuis le début de la mise en charge.



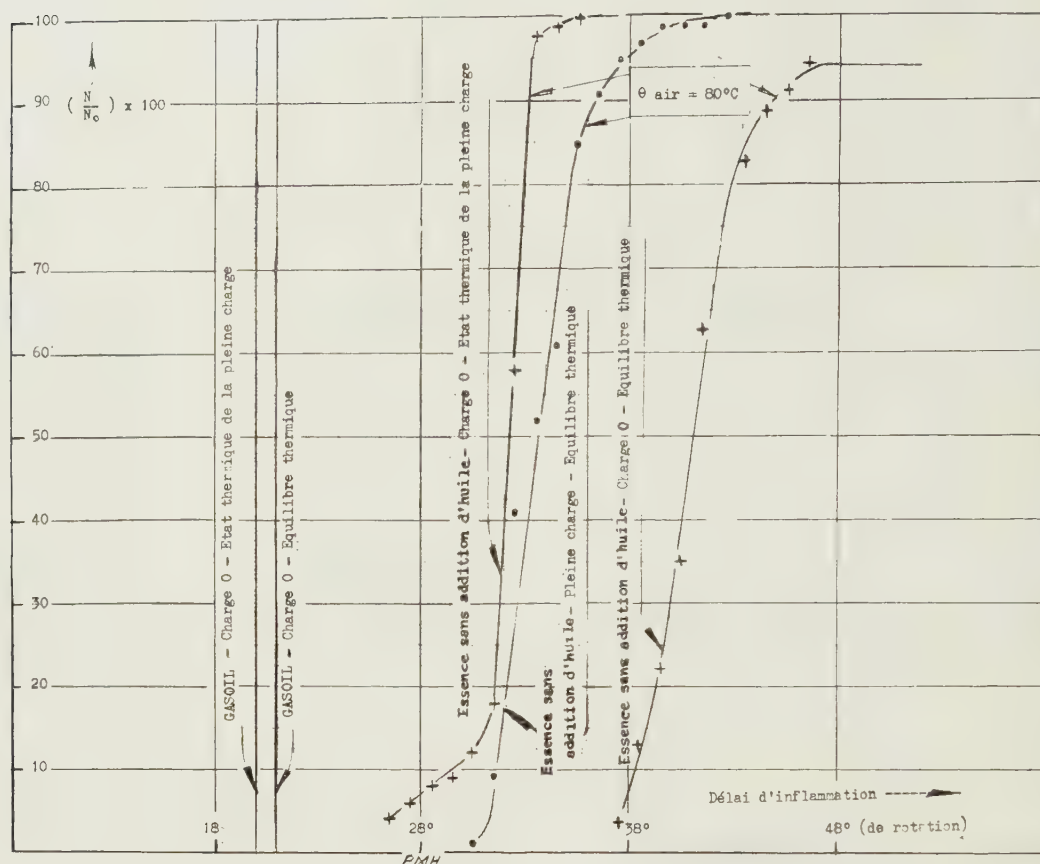


FIG. 21. — Influence de la température des parois de la chambre de combustion sur le délai et la dispersion du délai.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre. Vitesse = 1 500 tr/mn. Avance = 28°.

c) Dispersion cyclique.

Il n'y a pratiquement pas de dispersion cyclique, lors du fonctionnement à faible charge en état thermique de pleine charge, comme l'indiquent les diagrammes de combustion (planche 11 ou 12) représentant environ 100 cycles superposés. Pour mieux caractériser l'influence de l'état thermique du moteur sur la dispersion cyclique, nous avons tracé des courbes de la fréquence cumulée du délai (fig. 21) pour des conditions de fonctionnement suivantes :

- fonctionnement à l'essence à charge 0, moteur en état thermique de la pleine charge ;
- fonctionnement à l'essence à charge 0, en équilibre thermique ;
- fonctionnement à l'essence à pleine charge en équilibre thermique.

Cette étude est basée sur une centaine de cycles. Nous avons également représenté sur la figure 21, les droites verticales (pas de dispersion) indiquant le délai d'inflammation du gasoil à charge 0 dans différentes conditions de l'état thermique du moteur.

On peut remarquer que lors du fonctionnement à l'essence à charge 0, et en équilibre thermique correspondant, environ 6 % des cycles ne brûlent pas. Une augmentation de la température du piston supprime ceci et diminue le délai et la dispersion du délai.

d) *Vitesse de combustion.*

La figure 22 montre l'influence d'une augmentation de la température du piston sur la vitesse de combustion de l'essence pure dans les conditions de charge partielle.

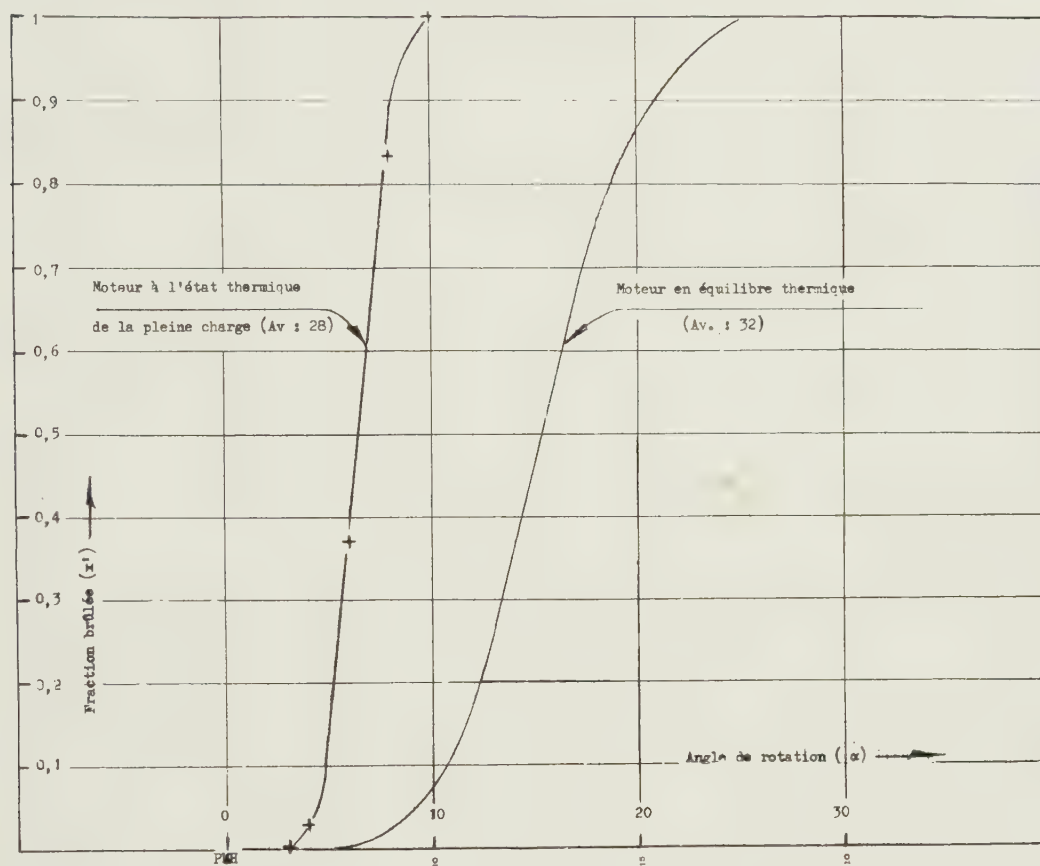


FIG. 22. — Influence de la température des parois de la chambre de combustion sur la vitesse de combustion.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre.

$P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn. Combustible : essence sans addition d'huile. $\theta_{\text{air}} = 80^\circ \text{C}$.

La courbe de l'évolution de la fraction brûlée, en fonction de l'angle de rotation, à charge partielle moteur en équilibre thermique correspondante, est tracée d'après un diagramme de combustion relevé avec une avance à l'injection de 32°C (planche 5 bis, chapitre III). L'autre courbe, représente la vitesse de combustion à la même charge dans des conditions de la température du piston existantes à la pleine charge. Cette dernière est tracée d'après un diagramme enregistré avec une avance de 28° . En dépit de cette différence d'avance, entre les deux courbes qui augmente sensiblement la vitesse de combustion dans le premier cas, on voit que la combustion de l'essence avec le piston « chaud » est très rapide : la vitesse moyenne de combustion correspondante est de l'ordre de 400 cal/g d'air/ms. Cette dernière, avec le piston relativement froid (et avec une avance de 32°) est de l'ordre de 155 cal/g d'air/ms. Cet accroissement important, de la vitesse de combustion de l'essence, peut être expliqué comme suit :

Avec le piston à température élevée, l'inflammation a eu lieu au PMH et de ce fait la combustion s'effectue aux température et pression de l'air sensiblement plus élevées que lors d'une combustion tardive (planche 11). D'autre part, dans ces conditions, le délai d'inflammation étant grandement réduit, le mélange combustible-air est relativement plus hétérogène qu'avec un délai long, ainsi la richesse moyenne dans la zone de combustion serait augmentée sensiblement. Ceci implique aussi bien une augmentation de la vitesse de combustion qu'une amélioration du rendement de combustion.

La possibilité de déposition de l'essence sur les parois de la chambre de combustion est également écartée, d'une part parce que les parois sont « chaudes », d'autre part parce que le temps du séjour de l'essence injecté (le délai d'inflammation) avant l'inflammation est court.

Enfin, dans les conditions de fonctionnement en question, avec l'inflammation au PMH, les conditions de la turbulence sont également favorables.

V. CONCLUSIONS

Les divers procédés étudiés dans ce chapitre, en vue d'améliorer le rendement du moteur fonctionnant au combustible léger dans des conditions de faible charge, appellent les remarques suivantes :

- Le freinage des gaz d'échappement doit être poussé pour qu'il ait de l'influence favorable sur la combustion de l'essence. Un freinage poussé entraîne, d'autre part, un accroissement très important du travail négatif et augmente la puissance passive du moteur.

- Une augmentation de la température de l'air d'admission n'ayant que peu d'influence sur la combustion d'un combustible normal, exerce un effet notable sur la combustion d'un carburant léger. Une augmentation de cette température dans le dernier cas diminue notablement le délai de la dispersion cyclique et augmente la vitesse de combustion, améliorant ainsi considérablement le rendement indiqué du moteur.

L'action de ce procédé est très efficace lors de la marche du moteur à l'essence pure ($IC = 16$). Dans ces conditions, sans aucun réchauffage, il existe un pourcentage considérable (de l'ordre de 40 %) des cycles où la combustion n'a pas eu lieu. Cette combustion erratique est grandement améliorée à la suite d'un accroissement de la température de l'air d'admission.

- L'expérimentation effectuée en utilisant les variations de la température de l'eau de refroidissement indique l'influence que les températures des parois de la chambre de combustion semble exercer sur la combustion d'un carburant à faible indice de cétane. Toutefois, dans les conditions d'expérimentation, les possibilités de cette méthode sont limitées par des écarts possibles de ces températures.

- Une élévation notable des températures de la chambre de combustion ou du piston (il s'agit d'un moteur Diesel à injection directe) à une charge partielle du moteur, a été réalisée par des variations rapides de la charge. Les expériences effectuées dans ces conditions en utilisant l'essence pure ($IC = 16$) ont montré que les variations du délai, de la dispersion cyclique et de la vitesse de combustion en fonction de la température du piston sont beaucoup plus importantes que celles observées lors de l'emploi du réchauffage de l'air d'admission.

Le moteur Poyaud fonctionnant à une charge partielle dans des conditions de températures du piston existantes à la pleine charge est pratiquement insensible à la nature du combustible utilisé : aussi bien avec le gasoil ($IC = 55$) qu'avec l'essence ($IC = 16$) la combustion est normale et on obtient des rendements indiqués analogues.

CHAPITRE V

INFLUENCE DU PROCÉDÉ VIGOM

Le procédé Vigom, dont le principe est dû à G. MONNOT et R. VICHNIEVSKY, favorise la formation des produits d'oxydation intermédiaires grâce à l'injection d'une première fraction de la charge à la fin de la course d'échappement au voisinage du PMH-admission. Ces produits jouent le rôle de promoteurs d'inflammations pour le jet principal et réduisent le délai d'inflammation. Le procédé Vigom diffère donc des autres procédés de double injection du combustible par le moment du cycle où a lieu l'injection auxiliaire. Le choix de ce moment du cycle présente les avantages suivants : (1), (2) et (42).

1) La première fraction de la charge que nous appellerons par la suite charge carburante est injectée au moment où la chambre de combustion contient des gaz d'échappement à température élevée. Ceci favorise la transformation chimique de la charge introduite.

2) Dans le cas d'un moteur à injection directe une partie importante de la charge d'injection carburante est projetée sur le piston qui à ce moment est au voisinage du PMH. Cette présence du piston, par sa température élevée, favorise la vaporisation et l'oxydation de l'injection carburante et évite une dispersion du jet de combustible sur les parois plus froide de la chemise.

L'un des problèmes posés, lors de l'utilisation des carburants légers, dans des conditions de charge partielle du moteur, étant celui d'un délai d'inflammation anormalement long, il a été envisagé d'étudier l'influence du procédé Vigom sur la combustion dans lesdites conditions.

Il convient de remarquer que l'influence du procédé Vigom sur le délai d'inflammation a été étudiée en détail dans les conditions de la pleine charge du moteur où l'on obtient effectivement une réduction notable du délai lors de l'utilisation des combustibles légers et même une suppression du délai (délai de la charge principale) lors de la marche au gasoil (1), (2), (7), (42) et (43). Or, les températures des gaz d'échappement et celles du piston jouent un rôle important dans la transformation de l'injection carburante et elles sont d'autant plus basses que la charge du moteur est faible. En effet, dans le cas du moteur Poyaud transformé, lorsque sa puissance indiquée diminue de 36 à 18 ch, les températures des gaz varient de 475 à 250° C et la température du piston diminue de 350 à 165° C. Cette baisse des températures avec la diminution de la charge peut modifier l'action du procédé Vigom sur le délai d'inflammation.

Les expériences dont nous exposerons les résultats dans ce chapitre ont été effectuées sur le moteur transformé en monocylindre à une charge partielle ($P_i = 18$ ch, 1 500 tr/mn) dans des différentes conditions de température des gaz et du piston. Dans ce but, ont été utilisés, avec ou sans réchauffage :

- piston normal (piston 1) ;
- piston 2 (piston relativement plus froid que le piston 1).

D'autres résultats obtenus en utilisant le procédé Vigom (aux diverses valeurs de pression de tarage de l'injecteur) sont consignés dans le chapitre VI.

I. EXPÉRIMENTATION SUR LE MOTEUR TRANSFORMÉ MUNI DU PISTON NORMAL (PISTON 1).

Cette expérimentation a été effectuée en utilisant l'essence pure et le gasoil. Le fonctionnement du moteur à l'essence pure n'étant pas toujours possible, le réchauffage de l'air d'admission a été

employé en conjugaison avec le procédé Vigom. Le réchauffeur a été utilisé à sa capacité maximale de 12 kW. La température de l'air d'admission changeant avec les variations de la température ambiante était de l'ordre de 90° C à la sortie du réchauffeur. Dans ces conditions, nous avons effectué trois séries d'essais à l'essence sans addition d'huile, chacune avec une avance à l'injection différente (28°, 32° et 36°) et le pourcentage de l'injection carburante a varié de zéro (injection simple) à une valeur qui encadrait la valeur minimale de la consommation spécifique indiquée. Les résultats obtenus sont notés dans les tableaux XXVI, XXVII, XXVIII ; la figure 23 et la planche 14.

Les essais au gasoil ont été effectués avec réchauffage (θ air = 87° C) et sans réchauffage (θ air = 19° C) pour une avance à l'injection de 24° et les résultats sont consignés dans les tableaux XXIV et XXV ; figure 23 et planche 13.

MOTEUR POYAUD 2 PDI TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

Piston normal. $P_s = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn.

Combustible : gasoil (indice de cétane = 55).

TABLEAU XXIV.

Avance 24°. θ air 87° C.

	%	0 %	15,8 %	30 %	44 %
q_1	mg/cycle	0	8,3	16	23,4
C_{sI} (g/ch. h)		137	131	133	133

TABLEAU XXV.

Avance 24°. θ air 19° C.

	%	0 %	15 %	27,5 %	41,8 %
q_1	mg/cycle	0	8,0	14	22,9
C_{sI} (g ch. h)		134	129	139	137

I. 1. Influence du procédé Vigom sur la combustion du gasoil.

Le procédé Vigom diminue la consommation spécifique indiquée de 4 % pour une injection carburante de l'ordre de 15 %. Cette amélioration est enregistrée aussi bien lors du fonctionnement normal (θ air = 19° C) que lors de la marche avec le réchauffage (θ air = 87° C). Un accroissement de la charge carburante au-delà de 15 % augmente les consommations spécifiques indiquées (fig. 23).

La double injection avec ou sans réchauffage et pour des injections carburante allant de 0 à 42 %

DANS UN MOTEUR A ALLUMAGE PAR COMPRESSION

MOTEUR POYAUD 2 PDI TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

Piston normal. $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn.
Combustible : essence sans addition d'huile (indice de cétane = 16).

TABLEAU XXVI.

Avance 28°. θ air 90° C.

	%	0 %	15 %	27 %	37 %	48 %
q_1	mg/cycle	0	9	16	21,7	28,4
$C_s I$ (g/ch. h)		155	150	148	147	148
$\eta_i R (\neq)$ (%)		81,5	84	85	86	85

TABLEAU XXVII.

Avance 32°. θ air 92° C.

	%	0 %	10 %	19,6 %	30 %
q_1	mg/cycle	0	5,9	11,3	18
$C_s I$ (g/ch. h)		149	148	144	150
$\eta_i R (\neq)$ (%)		84,5	85	87,5	84

TABLEAU XXVIII.

Avance 36°. θ air 87° C.

	%	0 %	11,7 %	30,7 %
q_1	mg/cycle	0	6,87	18,4
$C_s I$ (g/ch. h)		151	147	150
$\eta_i R (\neq)$ (%)		83,5	86	84

($\neq$) dans les tableaux XXVI, XXVII et XXVIII, $\eta_i R$ calculé d'après un η_i gasoil de 0,44.

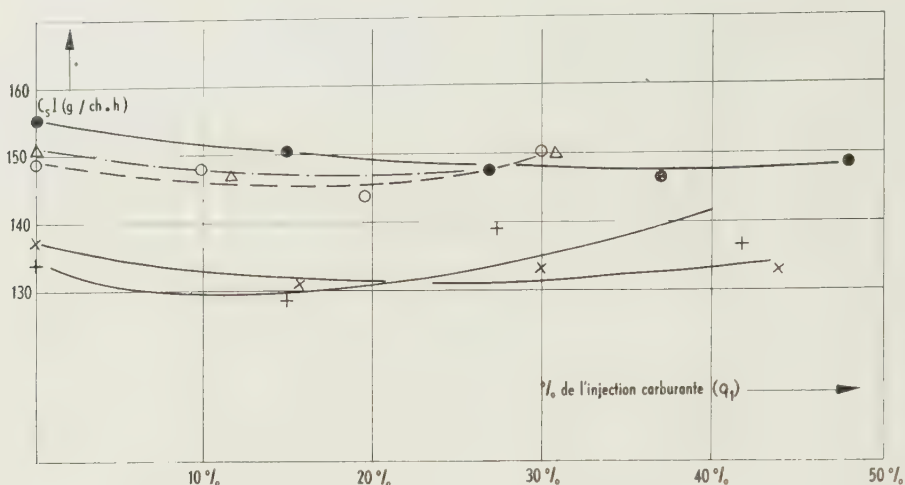


FIG. 23. — Influence du pourcentage de l'injection carburante sur la consommation spécifique indiquée.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre équipé du piston normal.

$P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn. Tarage = 200 kg/cm².

— Essence sans addition d'huile, θ air = 90° C.

● : avance = 28° ; ○ : avance = 32° ; Δ : avance = 36°.

— Gasoil, avance = 24°

+ : θ air = 19° C ; × : θ air = 87° C.

(23 mg/cycle) n'exerce pas d'influence appréciable sur le délai dans ces conditions de fonctionnement (planche 13).

I. 2. Influence du procédé Vigom sur la combustion de l'essence sans addition d'huile (θ air = 90° C).

a) Rendement indiqué.

Les améliorations obtenues par l'emploi du procédé Vigom dans ces conditions de fonctionnement ($P_i = 18$ ch, 1 500 tr/mn, θ air $\approx 90^\circ$ C), d'après les tableaux XXVI, XXVII et XXVIII sont les suivantes :

Avance	Diminution de C_{sI}	pour une q_1 de :
28	5 %	37 %
32	3,5 %	19,6 %
36	2,5 %	11,7 %

D'après les chiffres cités ci-dessus, il apparaît que la charge carburante, pour avoir l'effet optimal, diminue avec l'augmentation de l'avance à l'injection.

La valeur optimale de la consommation relevée par une adaptation de l'avance à l'injection en liaison avec la double injection (av. = 32, $q_1 = 19,6$ %, θ air = 92° C) est de 144 g/ch.h, soit un rendement indiqué de 0,386 ou un rendement indiqué relatif de 87,5 %.

Avec l'augmentation de la charge carburante, en dépit d'une diminution de la dispersion des cycles (planche 14), les consommations spécifiques indiquées deviennent plus importantes (fig. 23). Ces accroissements de consommation sont du même ordre que ceux observés lors de la marche du moteur au gasoil (fig. 23).

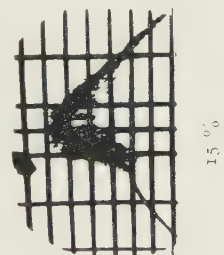
Il semblerait que pour des faibles valeurs de l'injection carburante, les améliorations du rendement sont obtenues par la diminution du délai et de la dispersion cyclique. A une charge carburante élevée, qui engendre une homogénéisation du mélange combustible-air, il est probable que l'influence

PLANCHE 13. — Moteur Poyaud 2 PDL. Transformé en monocylindre.

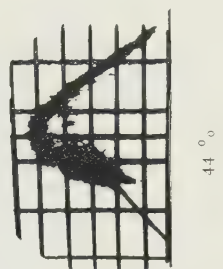
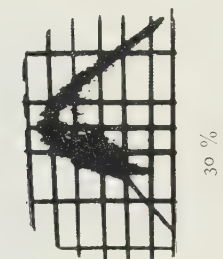
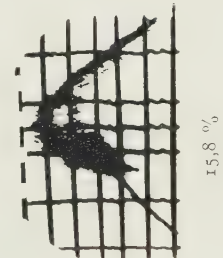
P_e : 18 ch. Vitesse : 1 500 tr/mn. Avance : 24° . Tarage : 200 kg/cm². Combustible : gasoil.

Influence du pourcentage de l'injection carburante (q_1).

Température de l'air d'admission (θ air) : 19° C.



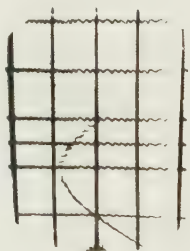
θ air = 87° C



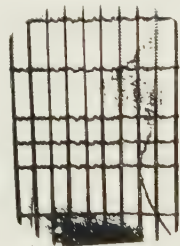
PLAQUE 14 Moteur Pevaud 2 P/DI, transformé en monocylindre.
 P_e : 15 ch. Vitesse : 500 tr/mn. Tarage : 200 kg/cm². Combustible : essence sans addition d'huile.

Influence du pourcentage de l'injection carburante (q_1)

Avance : 28°. θ air : 90° C.



$q_1 = 0\%$



15 %

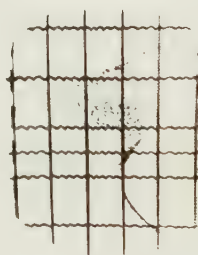


27 %



49 %

Avance : 32°. θ air : 90° C.



$q_1 = 0\%$



10 %

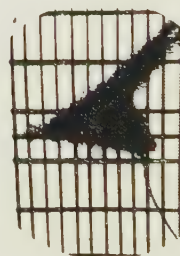


18 %

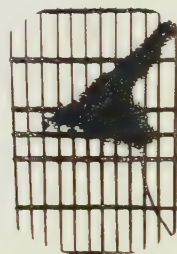


30 %

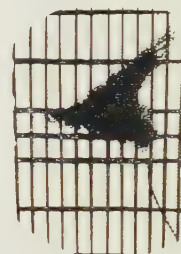
Avance : 36°. θ air : 87° C.



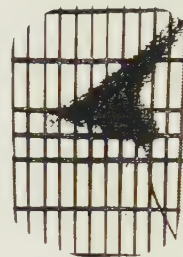
$q_1 = 30\%$



19 %



12 %



0 %

défavorable de cette homogénéisation sur la vitesse de combustion prédomine sur l'amélioration qu'on aurait pu avoir avec une diminution continue du délai (*voir* chapitre I).

Il existe d'autre part la possibilité de la perte d'une fraction de la charge carburante (cette perte peut être importante aux charges carburantes élevées). En effet, les injections carburantes débutent de 28° à 36° avant le PMH-admission et les soupapes d'échappement du moteur Poyaud se ferment 12° après ce même PMH.

b) Délai d'inflammation.

Les délais relevés d'après la planche 14, et les instants d'inflammation par rapport au PMH pour diverses charges carburantes et différentes avances à l'injection utilisées, sont montrées sur la figure 24.

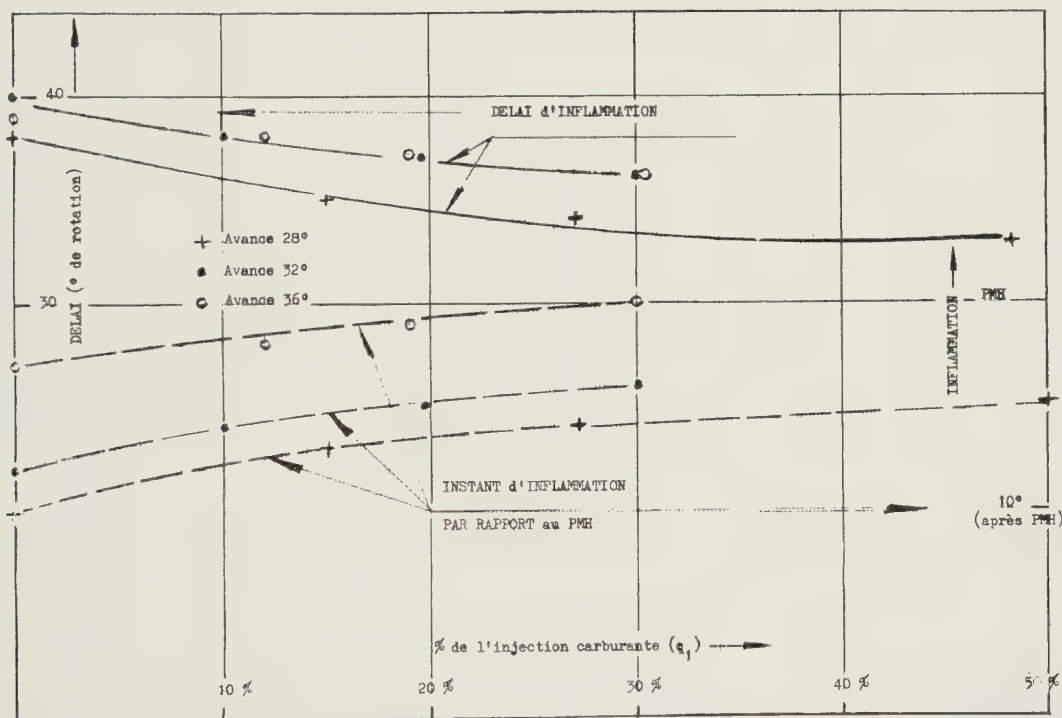


FIG. 24. — Influence du pourcentage de l'injection carburante sur le délai et sur l'instant d'inflammation aux diverses avances à l'injection.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre équipé du piston normal.
 $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn. Combustible : essence sans addition d'huile. $\theta_{\text{air}} = 90^\circ \text{C}$.

On peut remarquer que le délai diminue avec l'augmentation de la charge carburante. Les délais d'inflammation sont relativement plus faibles avec une avance de 28° que ceux obtenus avec des avances de 32° et 36° . Avec ces dernières, aussi bien en injection simple qu'en double injection (pour des charges carburantes du même ordre), les délais d'inflammation sont pratiquement les mêmes.

Cependant, les variations de l'avance à l'injection ont un effet net sur l'instant d'inflammation par rapport au PMH (fig. 24).

c) Dispersion cyclique.

Les diagrammes de combustion, enregistrés avec manographe strobocathodique, rendent difficile une interprétation exacte de la dispersion cyclique. On peut néanmoins remarquer que lors de la marche en injection simple à l'essence la dispersion cyclique est appréciable avec des avances à l'injection de 28° et 32° (allumage 10° et 8° après le PMH respectivement) et elle est visiblement moindre à une avance de 36° (allumage 3° après le PMH). Aux avances de 28° et 32° , l'emploi de la double injection amoindrit la dispersion cyclique (planche 14). Ceci est vraisemblablement dû à une réduction du délai, ou, ce qui revient au même, au rapprochement de l'instant de l'inflammation vers le PMH (fig. 24).

Remarquons qu'avec une température de l'air d'admission de 90°C , les cycles sans combustion sont inexistants aussi bien en injection simple qu'en double injection.

II. EXPÉRIMENTATION SUR LE MOTEUR TRANSFORMÉ MUNI DU PISTON 2.

Les essais ont été effectués en utilisant l'essence pure et le gasoil, à faible charge ($P_i = 18\text{ ch}$, $n = 500\text{ tr/mn}$), avec les injections carburantes variant de 0 à 60 % du débit global nécessaire pour le fonctionnement du moteur.

Lors de la marche à l'essence sans addition d'huile, un réchauffage donnant des températures de l'air d'admission de l'ordre de 100°C , a été employé.

L'enregistrement des diagrammes de combustion pendant ces essais a pu être fait en utilisant le manographe à quartz I. F. P. Les diagrammes présentés sur les planches 15 et 16 indiquent chacun 100 cycles successifs superposés. Ceci nous a permis de mieux apprécier l'évolution de la dispersion cyclique en fonction de la charge carburante lors du fonctionnement à l'essence.

Les résultats sont consignés dans les tableaux XXIX et XXX ; figure 25 et planches 15 et 16.

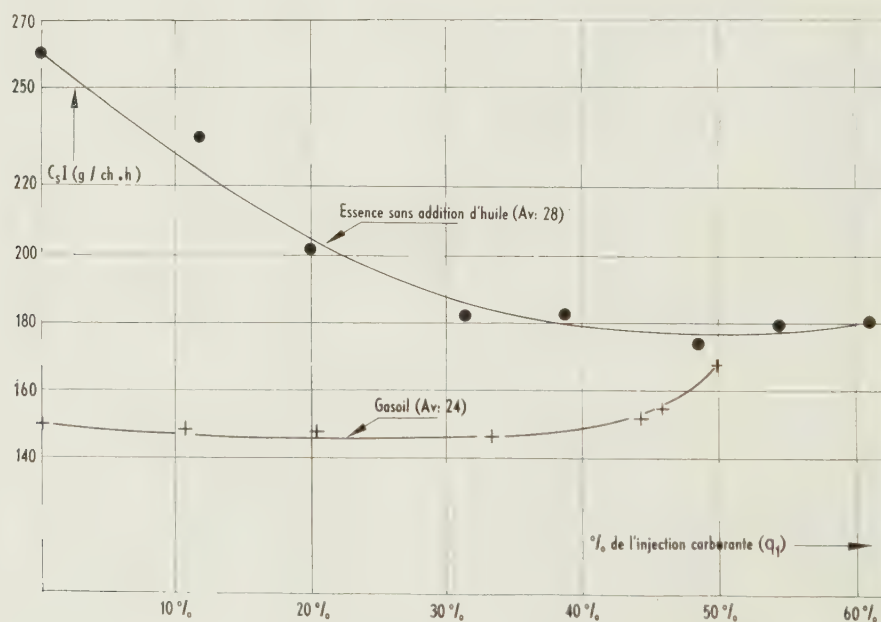
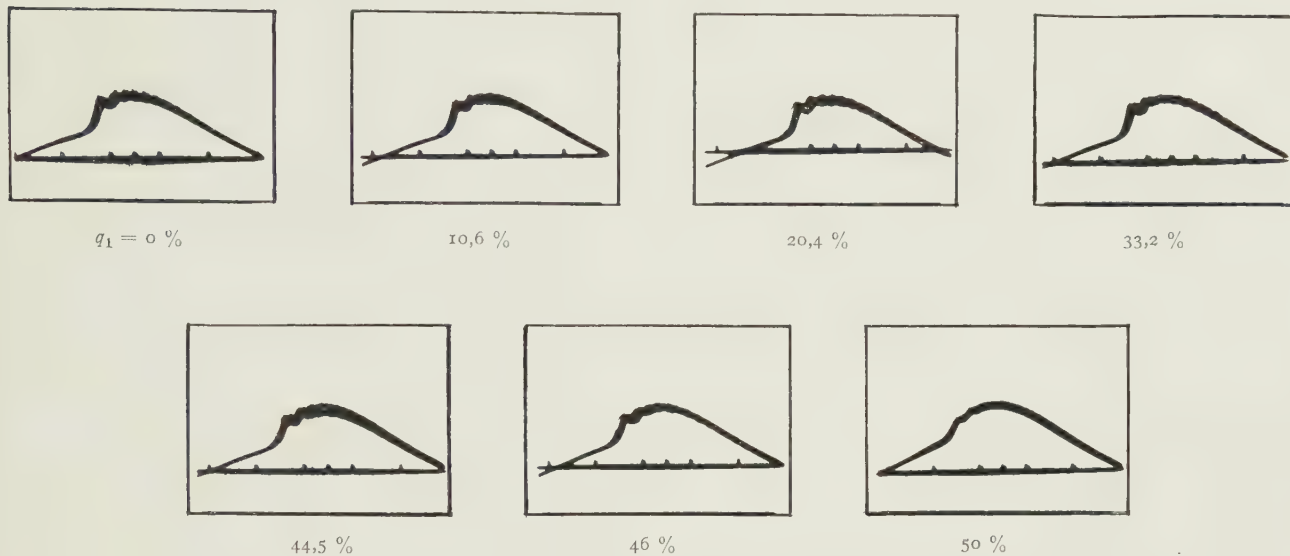


FIG. 25. — Influence du pourcentage de l'injection carburante sur la consommation spécifique indiquée.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre muni du piston 2. $P_i = 18\text{ ch}$. Vitesse = $1\,500\text{ tr/mn}$. Tarage = 200 kg/cm^2 .

PLANCHE 15. — Moteur Poyaud 2 PDI (transformé).

Fonctionnement à charge 0 ; 1 500 tr/mn. Avance : 24°. Combustible : gasoil.



(Chaque photo sur cette planche et la planche qui suit représente environ 100 cycles moteur superposés.)

PLANCHE 16. — Moteur Poyaud 2 PDI (transformé).

Fonctionnement à charge 0 ; 1 500 tr/mn. Avance : 28°. Combustible : essence sans addition d'huile.
Température de l'air d'admission : 100° C.



MOTEUR POYAUD TRANSFORMÉ EN MONOCYLINDRE.

Piston 2. $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn.

TABLEAU XXIX.

Combustible : gasoil (indice de cétane = 55). Avance 24°. θ air 15° C.

	%	0 %	10,6 %	20,4 %	33,2 %	44,5 %	46 %	50 %
	mg/cycle	0	6,13	12	19,1	27,4	28,8	33,1
C_8I		150	149	148	147	153	155	168

TABLEAU XXX.

Combustible : essence sans addition d'huile (indice de cétane = 16). Avance 28. θ air 100° C.

	%	0 %	11,4 %	20 %	31,6 %	38,7 %	48,4 %	54,5 %	61,3 %
	mg/cycle	0	10,75	16,2	23	28,4	33,8	39,1	44,5
C_8I		260	235	202	182	183	174	179	181
$\eta_i R (\simeq) (\%)$		54	59,5	69,5	77	76,5	80,5	78	77,5

 $(\simeq) \eta_i \text{ gasoil} = 0,396$

II. 1. Influence du procédé Vigom sur la combustion du gasoil.

a) Rendement indiqué.

La double injection, pour des pourcentages de l'injection carburante inférieurs à 40 %, diminue légèrement la consommation indiquée. Une augmentation de la charge carburante au-delà de 40 % fait croître sensiblement la consommation (fig. 25). L'accroissement notable de la consommation pour une injection carburante de 50 %, en plus des raisons qui ont été avancées plus haut (paragraphe I. 2) est dû à un début d'inflammation relativement tôt pendant la course de compression (planche 15).

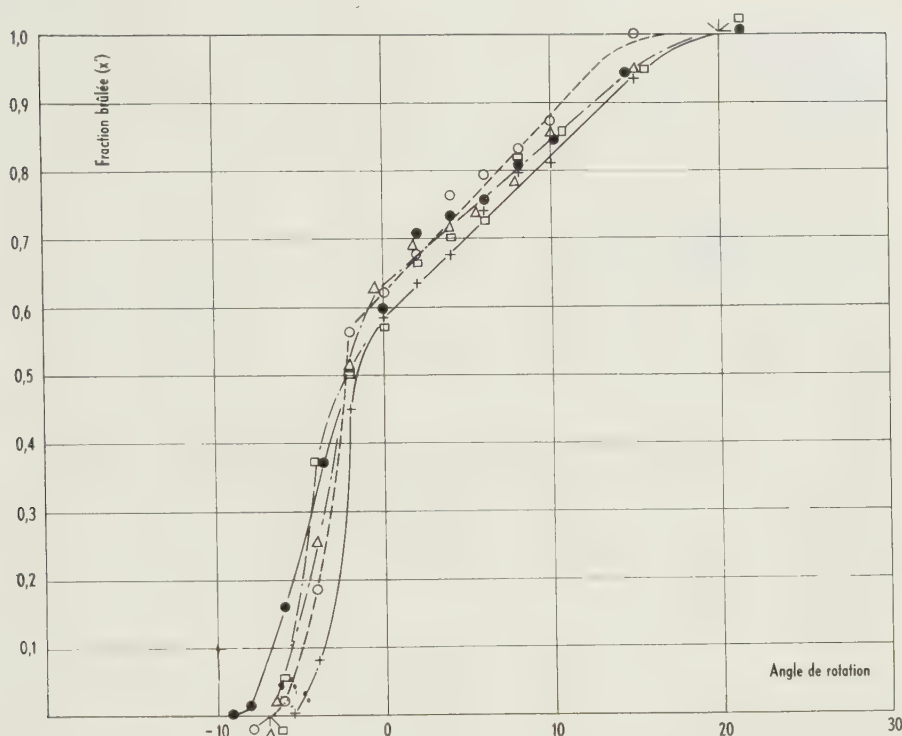


FIG. 26. — Calculs de la fraction brûlée d'après la méthode de SALÉ pour divers pourcentages de l'injection carburante.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre avec piston 2.

$P_f = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn. Avance = 24° . Tarage = 200 kg/cm². Combustible : gasoil.

+ : $q_1 = 0\%$ (injection simple) □ : $q_1 = 45\%$
 ○ : $q_1 = 20\%$ ● : $q_1 = 50\%$
 △ : $q_1 = 33\%$

b) Délai d'inflammation.

L'évolution du délai en fonction de la charge carburante est montrée par la figure 27. Le délai diminue légèrement avec la double injection, l'influence de la double injection sur le délai, et, par conséquent, sur la forme du diagramme est nettement plus appréciable pour une injection carburante de 50 % ($q_1 = 33$ mg/cycle) (planche 15).

c) Vitesse de combustion.

Nous avons également étudié l'influence de la double injection sur la vitesse de combustion en traçant la courbe de la fraction brûlée en fonction de l'angle de rotation pour des injections carburantes de 0 à 50 % (fig. 26).

On sait que la richesse globale au moment de l'inflammation (r_i) est une fonction de la charge carburante. La figure 26 montre que d'une façon générale, et en dépit des richesses plus élevées au moment de l'inflammation qu'en injection simple, la vitesse de combustion pendant la première phase (non contrôlée) décroît avec la double injection qui engendre une homogénéisation du mélange combustible-air. La diminution de la vitesse de combustion est appréciable pour une injection carburante de 50 % où l'homogénéisation du mélange combustible-air serait relativement importante (fig. 26).

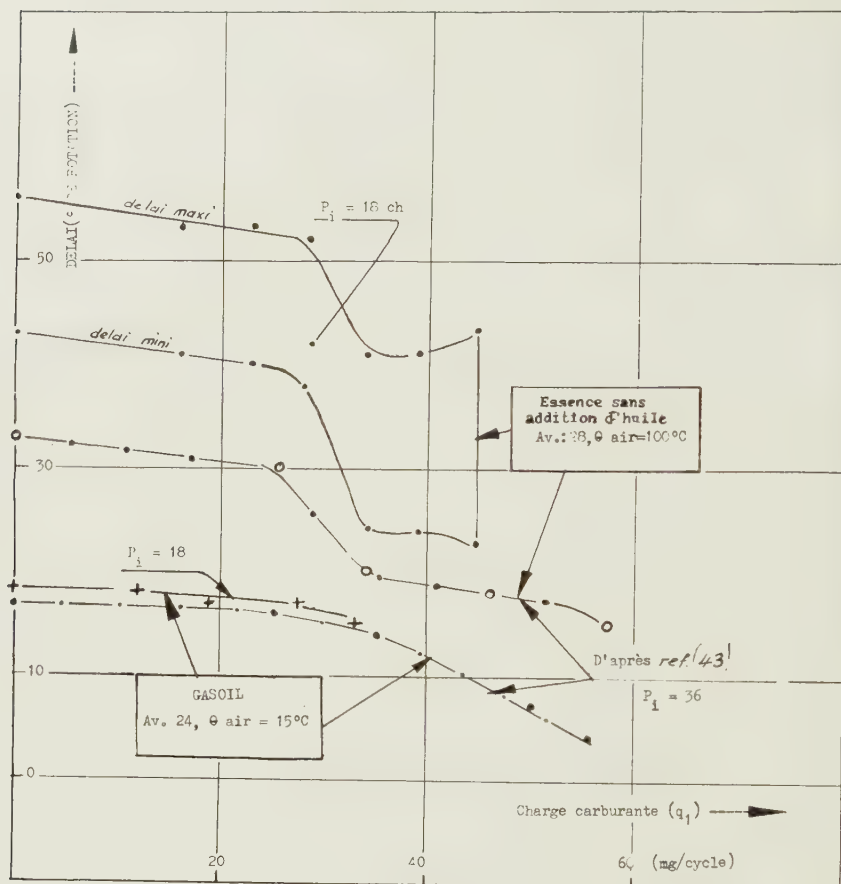


FIG. 27. — Influence de la charge carburante sur le délai d'inflammation dans différentes conditions de charge.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre (piston 2). Vitesse = 1 500 tr/mn.

II. 2 Influence du procédé Vigom sur la combustion de l'essence sans addition d'huile ($\theta_{\text{air}} = 100^\circ \text{C}$).

a) Rendement indiqué.

Lors de la marche à l'essence sans addition d'huile en injection simple, on obtient une consommation indiquée de 260 g/ch · h ($\eta_i R = 54 \%$, tableau XXX). La double injection améliore considérablement le rendement indiqué du moteur dans le cas présent. La diminution de la consommation est pratiquement linéaire jusqu'à une injection carburante de 32 % et le meilleur résultat ($C_s I = 174 \text{ g/ch} \cdot \text{h}$; $\eta_i R = 80,5 \%$) est obtenu avec une injection carburante de 48 % (figure 25), qui correspond à une amélioration du rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) de l'ordre de 26 % par rapport à l'injection simple.

b) Délai d'inflammation.

En raison de la dispersion des délais d'inflammation pour toutes les charges carburantes (planche 16), nous avons tracé les courbes donnant le délai maximal et le délai minimal pour

chaque valeur de la charge carburante utilisée (fig. 27). On voit que ces délais diminuent au fur et à mesure que la charge carburante augmente. Une réduction sensible des délais d'inflammation de l'essence sans addition d'huile, comme avec le gasoil (paragraphe II. 1. b) est enregistrée à partir d'une charge carburante de l'ordre de 35 mg/cycle ($q_1 = 48,4 \%$) (tableau XXX).

c) *Dispersion cyclique.*

Dans les conditions d'expérimentation (piston 2, θ air 100°C), la dispersion cyclique passe par une valeur minimale pour une injection carburante de 48 %. En injection simple et avec des injections carburantes relativement faibles on remarque la présence des cycles où la combustion n'a pas eu lieu. La fréquence de ces cycles diminue avec l'augmentation de la charge carburante, pour disparaître pratiquement à une injection carburante de 32 % (planche 16). Ceci explique la diminution de la consommation spécifique indiquée suivant une loi quasi linéaire pour des variations de l'injection carburante de 0 à 32 % (fig. 25).

Notons que lors du fonctionnement du moteur transformé muni du piston 2 à l'essence pure et avec une température de l'air d'admission sensiblement plus élevée (θ air = 100°C) que dans le cas précédent (piston 1, θ air = 90°C , voir paragraphe I. 2) on a constaté la présence des cycles sans combustion (planche 16). Ce fait semble indiquer que les conditions pour l'inflammation (la température du piston) sont relativement moins favorables avec le piston 2 qu'avec le piston 1.

III. CONCLUSIONS

Les expériences effectuées dans ces conditions et aux diverses températures du piston du moteur montrent que le procédé Vigom de double injection améliore d'autant plus le rendement indiqué du moteur que les conditions pour l'inflammation sont précaires.

Cette amélioration des conditions de fonctionnement avec la double injection est due à la réduction du délai et de la dispersion cyclique. Ainsi, dans le cas du moteur muni du piston 2, de nombreux cycles sans combustion, existants en injection simple, sont supprimés par l'emploi de la double injection.

Notons cependant que l'emploi du procédé Vigom dans les conditions de charge partielle du moteur a deux effets contradictoires : l'un positif en favorisant l'inflammation, l'autre négatif en entraînant une homogénéisation du mélange combustible-air. Cet effet négatif est important pour des valeurs élevées de la charge carburante et entraîne une diminution de la vitesse de combustion (fig. 26) et du rendement de combustion (voir chapitre I). Nous avons vu, d'autre part, qu'il est nécessaire d'injecter une charge carburante de l'ordre de 33 mg/cycle (ou 50 % du débit global) pour avoir une réduction appréciable du délai d'inflammation (aussi bien à faible qu'à forte charge, aussi bien à l'essence qu'au gasoil, fig. 27). Il a été également constaté que le refroidissement du piston, provoqué par l'introduction d'une charge carburante, n'est pas négligeable (56).

D'après ce qui précède, l'intérêt d'avoir une réduction du délai en employant des faibles valeurs de la charge carburante, apparaît. Cette condition est réalisée, pour des raisons évidentes, dans le cas d'un moteur Diesel à préchambre (2). Elle peut être également obtenue, avec un moteur à injection directe, par une coordination des différents paramètres pour que l'injection principale s'effectue dans la zone où la charge carburante, introduite auparavant, serait concentrée.

CHAPITRE VI

INFLUENCE DE LA PRESSION DE TARAGE DE L'INJECTEUR

Nous donnons dans ce chapitre les résultats des expériences effectuées aux diverses valeurs de la pression de tarage de l'injecteur ; en injection simple et en double injection (procédé Vigom), sur le moteur Poyaud transformé en monocylindre. Ces essais ont été faits en vue de chercher les améliorations possibles de la combustion d'un carburant léger dans des conditions de charge partielle du moteur.

Il convient tout d'abord d'examiner d'après les résultats de travaux dans le domaine de la pulvérisation des combustibles liquides, les répercussions d'une modification de la pression de tarage de l'injecteur sur la pulvérisation du combustible. Cette dernière est susceptible d'influencer le délai d'inflammation et la combustion proprement dite dans un moteur Diesel.

Avec une injection intermittente du combustible (cas du moteur Diesel), la vitesse du jet à la sortie de l'injecteur, bien que variant pendant la période de l'injection, augmente d'une façon générale avec l'accroissement de la pression de tarage de l'injecteur (17). Une modification de la valeur de cette vitesse initiale du jet affecte les caractéristiques du jet qui déterminent généralement le délai physique et par conséquent le délai total. (Le délai chimique ne dépendant que de la nature chimique du combustible.) Pour le ou les foyers s'enflammant les premiers, le délai physique est le temps nécessaire pour réaliser simultanément les conditions de richesse (richesse dans la limite de l'inflammabilité) et de température d'auto-inflammation. Nous adopterons cette définition donnée par ELWAKIL (12). Suivant la richesse et la température (légèrement ou sensiblement supérieure à celle de l'auto-inflammation) le délai chimique serait plus ou moins court (TAYLOR) (20).

Les variations de la vitesse initiale de l'injection ont les effets suivants sur les caractéristiques du jet (17) :

1) Une augmentation de cette vitesse, pour un combustible donné, réduit le diamètre moyen des gouttelettes, ou plus précisément elle conduit à un accroissement du nombre de petites gouttelettes et à une diminution de diamètre des grosses gouttelettes.

2) Lorsque le jet a une vitesse initiale élevée, cette dernière diminue d'une façon relativement rapide, et la pénétration des gouttelettes après une courte période est relativement plus grande que celle obtenue à une vitesse moins élevée.

D'autre part, on reconnaît généralement que, parmi les propriétés physiques du combustible, la viscosité exerce une influence prépondérante sur la pulvérisation (17). D'ailleurs avec les combustibles usuels, c'est la viscosité qui varie notablement d'un combustible à l'autre (tableau XXXI).

Notons qu'un combustible ayant une viscosité élevée donne des gouttelettes relativement grosses et le jet, dans ce cas, est relativement plus compact, ce qui conduit à une pénétration (pendant une période courte déterminée) plus grande que celle du jet d'un combustible à faible viscosité (BEARD-SLEY) (17). Cette influence de la viscosité du combustible est relativement importante aux faibles pressions d'injection et aux faibles valeurs de contre-pression, c'est-à-dire aux faibles valeurs de la pression régnant dans le cylindre (17).

TABLEAU XXXI.

PROPRIÉTÉS PHYSIQUES DES COMBUSTIBLES SEMBLABLES A CEUX UTILISÉS PENDANT L'EXPÉRIMENTATION.

COMBUSTIBLE	DENSITÉ	VISCOSITÉ CINÉMATIQUE (cSt à 20° C)	TENSION SUPERFICIELLE dynes/cm à 20° C
Gasoil.....	0,836	2,75	29 21
Gasoil.....	0,87	4,9	
Essence.....	0,72	0,62	
Heptane normal.....	0,684	0,52	

I. RÉSULTATS EN INJECTION SIMPLE

L'expérimentation a été effectuée en utilisant les pressions de tarage variant de 60 à 200 kg/cm². Cette dernière, la valeur préconisée par le constructeur du moteur Poyaud avait été utilisée durant toute expérimentation antérieure. Au cours de ces essais faits à vide ($P_i = 18$ ch) et à 1 500 tr/mn, nous avons utilisé les combustibles suivants : le gasoil, l'heptane normal pur et l'essence pure.

I. 1. Expérimentation en utilisant le gasoil.

Les résultats obtenus en utilisant diverses pressions de tarage, avec et sans réchauffage de l'air d'admission sont montrés sur la figure 28 et les planches 17 et 18. Dans les deux cas ($\theta_{\text{air}} = 85^\circ \text{C}$ et $\theta_{\text{air}} = 20^\circ \text{C}$) une réduction de tarage par rapport à sa valeur normale de 200 kg/cm² a un effet défavorable sur la consommation spécifique indiquée (fig. 28). Cette diminution du rendement, lors du fonctionnement au gasoil (combustible à viscosité élevée), est probablement due à une mauvaise pulvérisation avec la réduction de la vitesse d'injection consécutive à la diminution de la pression de tarage.

Comme nous l'avons vu par ailleurs (chapitre IV, paragraphe II) la consommation indiquée du gasoil est un peu plus élevée avec, que sans réchauffage d'air d'admission. On peut remarquer que pour les pressions de tarage utilisées, cet écart de consommation reste sensiblement le même (fig. 28). Ce fait semble indiquer que pour une pression de tarage donnée, la modification de la densité de l'air de 1,278 à 0,98 g/l avec une augmentation de la température de l'air admis de 15 à 90° C, ce qui conduirait à une modification de la densité dans la même proportion en fin de cours de compression (lors de l'injection), n'a pas d'influence significative sur les caractéristiques des jets. Divers chercheurs ont d'ailleurs établi que des variations de la densité du milieu (dans lequel le combustible est injecté) au-dessus d'une certaine valeur n'ont que très peu d'influence sur la pulvérisation (17).

Avec une variation de la pression de tarage de l'injecteur de 200 à 80 kg/cm², le délai du gasoil diminue légèrement. Pour expliquer ceci il est nécessaire d'examiner divers facteurs susceptibles d'avoir une action sur le délai et qui seront modifiés par le changement de la pression de tarage :

Dans le cas du moteur Poyaud, les jets (l'injecteur utilisé donne 6 jets) sortant de l'injecteur ont à peu près 3 à 4 cm à parcourir avant de venir en contact avec les parois de la chambre de combustion logée dans le piston. D'après les résultats donnés dans la littérature et dans les conditions semblables à celles existantes dans la chambre de combustion du moteur Poyaud, le temps nécessaire pour réaliser cette pénétration, que nous appellerons pénétration effective par la suite, serait de l'ordre de 1 ms ou 9° de rotation du moteur à 1 500 tr/mn (17). Des variations de la vitesse d'injection consécutives aux changements de la pression de tarage modifieront la période pour réaliser la

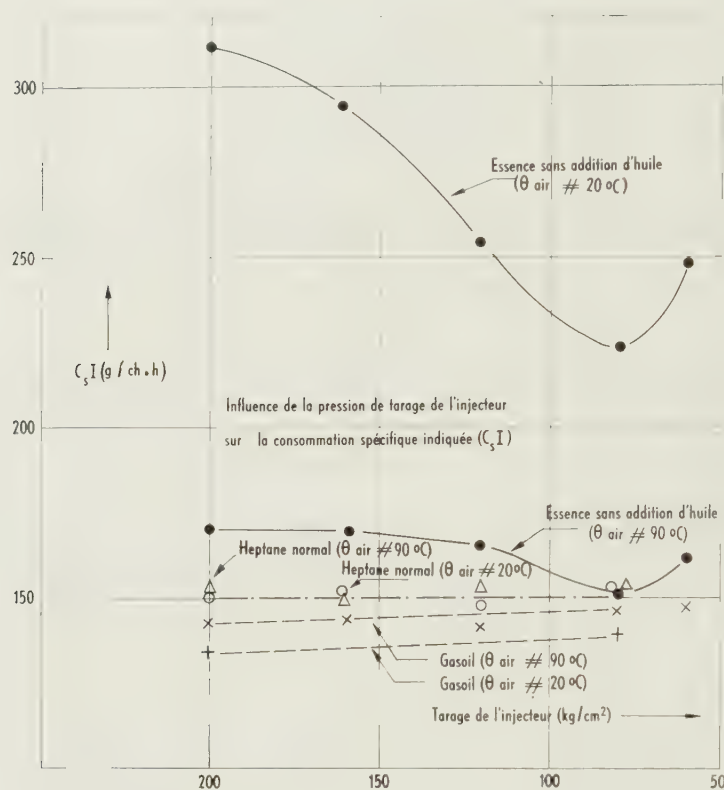


FIG. 28. — Moteur Poyaud 2 PDI, transformé en monocylindre.

 $P_z = 18$ ch. Vitesse : 1 500 tr/mn. Avance : 28° .

pénétration effective. Ces modifications (la période augmente avec la diminution de la vitesse initiale), pour donner un ordre de grandeur, peuvent être de 0,1 ou 0,2 ms (1 ou 2 degrés de rotation) pour un détarage comprable à celui effectué sur le moteur Poyaud : 200 à 80 kg/cm^2 .

Le rôle joué par les parois de la chambre de combustion dans l'initiation de l'inflammation du combustible injecté dépend des divers facteurs géométriques et thermodynamiques (16) et (45). Mais de toute façon un prolongement, aussi faible soit-il, de la période pour réaliser la pénétration effective avec la diminution de la pression de tarage aurait une influence défavorable sur le délai d'inflammation. Malgré ceci nous avons observé une diminution du délai avec le détarage. Il est probable que l'effet négatif du détarage soit plus que compensé par les faits suivants :

1) Une diminution de la pression de tarage, en entraînant une mauvaise pulvérisation (diminution de nombre de gouttelettes), réduit la vitesse des échanges thermiques entre les jets et l'air, ce qui pourrait permettre à certains foyers (vapeur du combustible + air) d'atteindre la température d'auto-inflammation relativement plus tôt avec une faible qu'avec une forte pression de tarage.

2) Une réduction de la pression de tarage ou ce qui revient au même, une réduction de la pression de l'ouverture de l'aiguille de l'injecteur, conduirait à une augmentation de l'avance à l'injection réelle.

1. 2. Expérimentation avec l'heptane normal pur.

L'expérimentation semblable à celle dont nous venons d'examiner les résultats dans le paragraphe

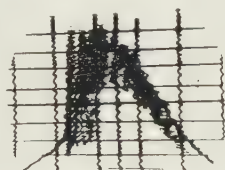
précédent a été effectuée en utilisant l'heptane normal pur. Les résultats obtenus sont montrés sur la figure 28 et planches 19 et 20.

Les variations de la pression de tarage utilisées, avec ou sans réchauffage d'air ($\theta_{\text{air}} = 90^{\circ}\text{C}$, $\theta_{\text{air}} = 20^{\circ}\text{C}$), ne semble pas avoir d'influence sur le rendement indiqué obtenu avec l'heptane normal (fig. 28).

PLANCHE 17. — Moteur Poyaud 2 PDI transformé en monocylindre.

Fonctionnement à vide à 1 500 tr/mn. Avance : 28° . Combustible : gasoil.

Influence de la pression de tarage d'injecteur. Température de l'air d'admission : 20°C .



Tarage : 200 kg/cm²

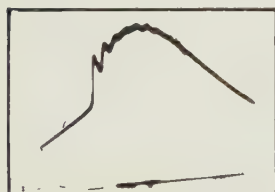


Tarage : 80 kg/cm²

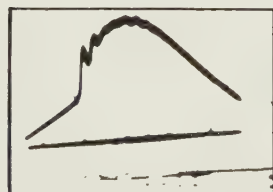
PLANCHE 18. — Moteur Poyaud 2 PDI transformé en monocylindre.

Fonctionnement à vide à 1 500 tr/mn. Marche sur un seul cylindre (cylindre 1).
Avance : 28° . Combustible : gasoil.

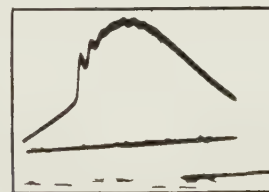
Influence de la pression de tarage d'injecteur. Température de l'air d'admission : 85°C .



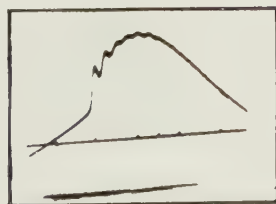
Tarage : 200 kg/cm²



160 kg/cm²



120 kg/cm²



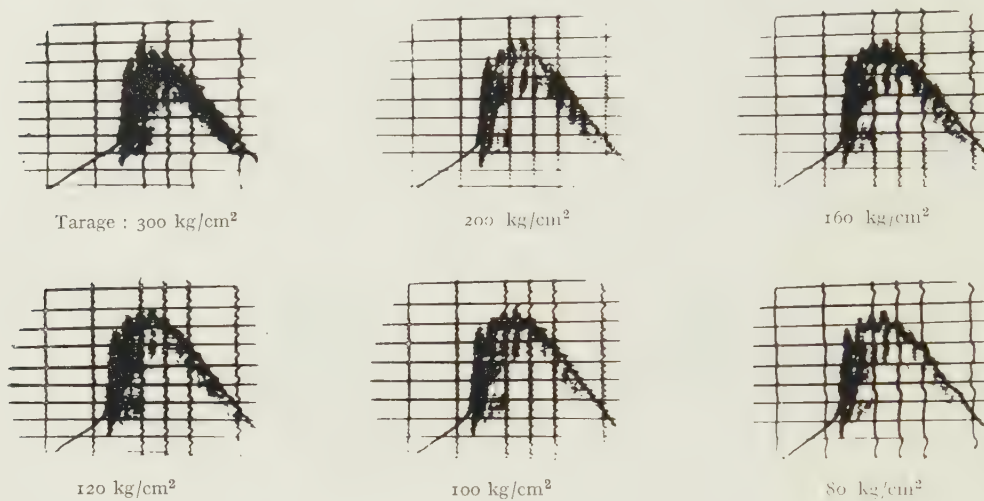
100 kg/cm²,



80 kg/cm²

PLANCHE 19. — Moteur Poyaud 2 PDI transformé en monocylindre.
Fonctionnement à vide à 1 500 tr/mn. Avance : 28°. Combustible : heptane normal pur.

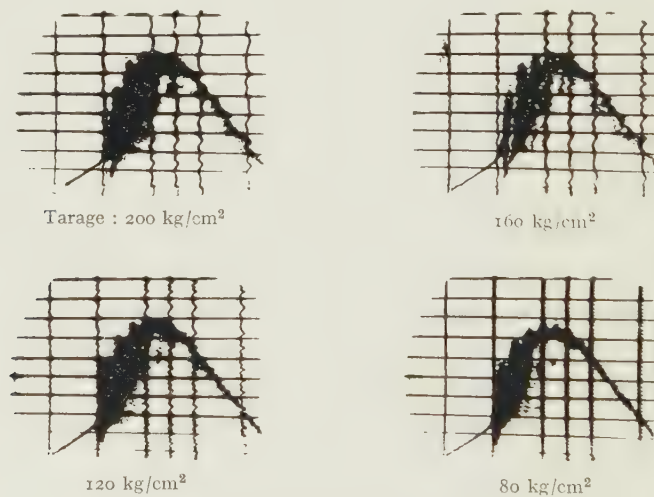
Influence de pression de tarage d'injecteur. Température de l'air d'admission : 20° C.



Enregistrement de 25 à 70 kg/cm².

PLANCHE 20. — Moteur Poyaud 2 PDI transformé en monocylindre.
Fonctionnement à vide à 1 500 tr/mn. Avance : 28°. Combustible : heptane normal.

Influence de pression de tarage d'injecteur. Température de l'air d'admission : 85 à 90° C.



Enregistrement de 25 à 70 kg/cm².

Le délai de l'heptane normal diminue avec le détarage comme celui du gasoil (planches 19 et 20).

Pour une même pression de tarage de l'injecteur, le délai de l'heptane normal ($IC = 56$) est un peu plus long que celui du gasoil ($IC = 55$). Cet écart du délai a été attribué à la grande volatilité de l'heptane normal (chapitre III, paragraphe III). On peut signaler ici que pour une pression de tarage donnée, le nombre de gouttelettes — donc la vitesse des échanges thermiques entre les jets et l'air — avec l'heptane normal, et pour un même débit/cycle, serait plus élevé qu'avec le gasoil. Ceci proviendrait de la faible viscosité de l'heptane normal vis-à-vis de celle du gasoil (tableau XXXI). D'ailleurs pour cette même raison le temps nécessaire pour réaliser la pénétration effective serait légèrement plus long avec l'heptane normal.

1. 3. Expérimentation avec l'essence sans addition d'huile.

Les résultats obtenus — le moteur fonctionnant à l'essence pure — en utilisant diverses pressions de tarage de l'injecteur, avec et sans réchauffage d'air ($\theta_{\text{air}} = 90^\circ \text{C}$ et $\theta_{\text{air}} = 20^\circ \text{C}$) sont consignés sur la figure 28 et sur la planche 21.

a) Rendement indiqué.

Le rendement indiqué du moteur alimenté en essence pure passe par un optimum pour une pression de tarage de 80 kg/cm^2 . Cette valeur optimale est la même aussi bien avec que sans réchauffage de l'air d'admission. Cependant l'amélioration du rendement indiqué par détarage de 200 à 80 kg/cm^2 est : de 30 % sans réchauffage d'air ($\theta_{\text{air}} = 20^\circ \text{C}$) et de 10 % avec réchauffage d'air ($\theta_{\text{air}} = 90^\circ \text{C}$). Ceci montre que les effets du réchauffage d'air d'admission et des variations de la pression de tarage de l'injecteur ne sont que partiellement cumulatifs. L'emploi conjugué de ces deux procédés a néanmoins permis d'obtenir avec l'essence pure un rendement indiqué relatif à celui obtenu avec le gasoil de 83 %.

b) Délai d'inflammation et dispersion cyclique.

L'enregistrement instantané des diagrammes de combustion en utilisant un manographe à quartz a pu être fait pour des valeurs suivantes de la pression de tarage :

- 160 et 60 kg/cm^2 sans réchauffage d'air ;
- 200 et 60 kg/cm^2 avec réchauffage d'air.

Les diagrammes de combustion n'ont pas pu être relevés avec la valeur optimale de la pression de tarage : 80 kg/cm^2 . Mais comme nous verrons plus loin (paragraphe II) le délai de l'essence est d'autant plus court et son inflammation est d'autant plus régulière que le tarage est plus faible. La diminution du rendement (par rapport au rendement optimal avec 80 kg/cm^2) indiqué avec le tarage de 60 kg/cm^2 peut être attribuée à une pulvérisation particulièrement mauvaise dans ce cas. En effet les pressions effectives d'injection (différence entre pression de tarage et contre-pression) sont de l'ordre de 25 et 45 kg/cm^2 pour les tarages de 60 et 80 kg/cm^2 respectivement.

Pour les diagrammes enregistrés dans des différentes conditions de tarage et de la température de l'air d'admission citées ci-dessus, et dont une partie est présentée sur la planche 21, nous avons effectué une étude statistique basée sur une centaine de cycles. Le délai d'inflammation qui, en vertu de son caractère aléatoire, engendre la dispersion cyclique dans les conditions de la combustion tardive, a été choisi pour cette étude statistique. Les courbes de fréquence cumulée du délai ainsi tracées (fig. 29) montrent l'influence de la pression de tarage sur le délai et la dispersion du délai.

On peut également lire directement sur ces courbes de fréquence cumulée du délai, le pourcentage des cycles où l'allumage n'a pas eu lieu.

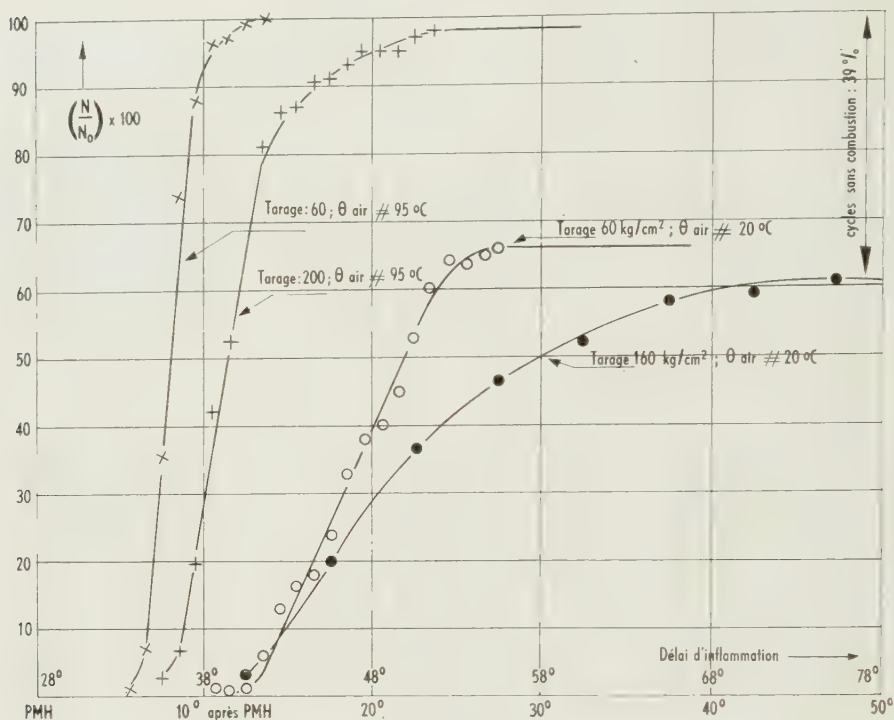


FIG. 29. — Étude de la dispersion du délai d'inflammation aux divers tarages et aux diverses températures d'air.

L'étude permet également l'évaluation du % des cycles où la combustion n'a pas eu lieu.
Les conditions de fonctionnement sont données sur la figure 28.
Combustible : essence sans addition d'huile.

Ainsi avec l'admission de l'air sans réchauffage ($\theta_{\text{air}} = 20^{\circ}\text{C}$) nous avons :

Pression de tarage : 160 kg/cm^2 ; 60 kg/cm^2 .

Cycles sans allumage : 39 % ; 34 %.

Les consommations indiquées en tenant compte de la perte de combustible sont respectivement de 190 et 163 g/ch · h pour les tarages de 160 et 60 kg/cm^2 . La dernière valeur correspond à un rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) de 77 %.

Remarquons qu'il existe une différence sensible du délai entre les cycles (où la combustion a eu lieu) enregistrés avec tarage de 60 kg/cm^2 et ceux enregistrés avec un tarage de 160 kg/cm^2 :

- délai entre 30 et 56° pour un tarage de 60 kg/cm^2 ;
- délai entre 38 et 78° pour un tarage de 160 kg/cm^2 .

Avec le réchauffage de l'air d'admission également, le délai est sensiblement moins long et relativement peu dispersé pour une faible valeur de tarage (fig. 29).

Un détarage de 200 à 60 kg/cm^2 dans ce cas, supprime les cycles (2 %) sans combustion existant à la valeur élevée de la pression de tarage.

Nous avons également tracé, d'après les diagrammes ayant servi à l'étude de la dispersion du délai, les courbes de fréquence cumulée de la pression maximale de la combustion (fig. 30). On peut remarquer que pour une température de l'air d'admission donnée, la dispersion cyclique est moindre avec une faible pression de tarage de l'injecteur.

L'effet négatif qui pourrait être exercé par une réduction de la pression de tarage a été examiné plus haut (paragraphe I. 1). Malgré ceci dans les présentes conditions de fonctionnement le délai diminue sensiblement avec le détarage. Cette réduction du délai de l'essence sans addition d'huile pourrait être attribuée à la diminution de la vitesses des échanges thermiques entre l'air et le combustible par suite d'une pulvérisation médiocre (réduction de nombre de gouttelettes) obtenue avec une faible pression de tarage. Il est probable qu'une réduction des échanges thermiques ainsi réalisés permet à la phase vapeur du combustible de conserver une température relativement supérieure à celle qu'elle aurait conservée avec une forte pression de tarage.

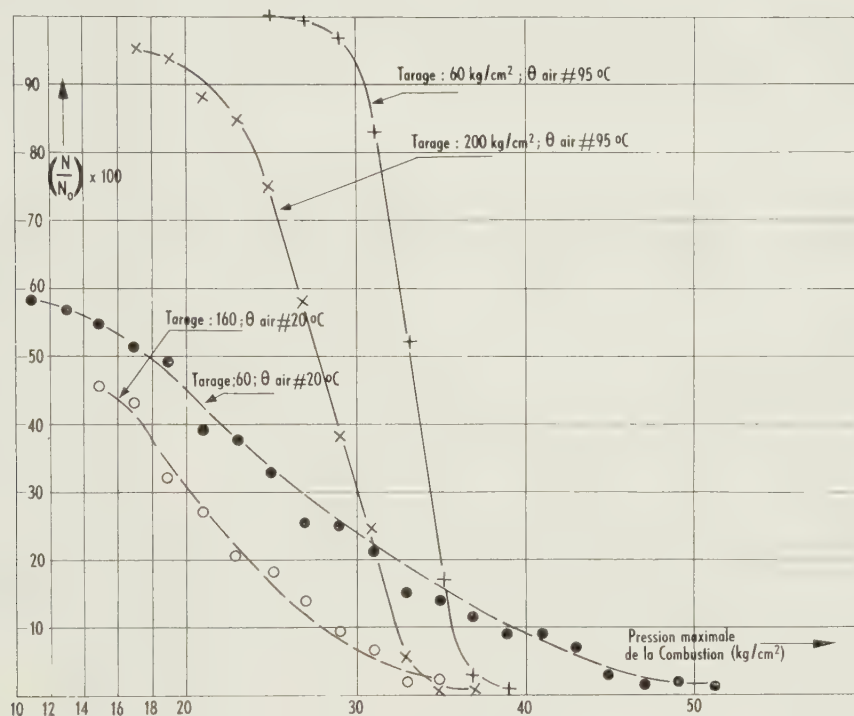


FIG. 30. — Étude de la dispersion de la pression maximale de la combustion aux divers tarages et aux diverses θ_{air} .

Les conditions de fonctionnement sont données sur la figure 28.

Remarquons que le refroidissement progressif dans la chambre de combustion, provoqué par l'apport continu de l'essence (délai anormalement long) a un effet défavorable. Ce qui fait que dans certains cas (cycles sans combustion) les foyers n'atteignent pas une température suffisamment élevée pour donner lieu à l'inflammation.

II. RÉSULTATS OBTENUS EN DOUBLE INJECTION

L'expérimentation sur le moteur transformé fonctionnant dans des conditions de faible charge ($P_i = 18 \text{ ch}$, 1500 tr/mn) a été effectuée en utilisant diverses pressions de tarage avec le pourcentage de l'injection carburante variant de 0 à 40 ou 50 % de la charge globale. Ces essais ont été

faits avec le gasoil et l'essence sans addition d'huile. Pour assurer la stabilité du moteur toutes les expériences à l'essence pure ont été effectuées en utilisant un réchauffage d'air.

II. 1. Expérimentation en utilisant le gasoil.

Les résultats obtenus en utilisant le gasoil sont montrés par les figures 31 et 32 et les planches 22 et 23.

L'emploi du procédé Vigom de double injection apporte des améliorations de 5 à 10 g/ch.h (soit 3,5 à 7 %) de la consommation spécifique indiquée dans les diverses conditions de tarage de l'injecteur et de la température de l'air d'admission. Il semblerait que les plus importantes améliorations soient obtenues avec des valeurs élevées de la pression de tarage ; le pourcentage optimal de l'injection carburante à tendance à croître lorsque la pression de tarage augmente (fig. 31 et 32).

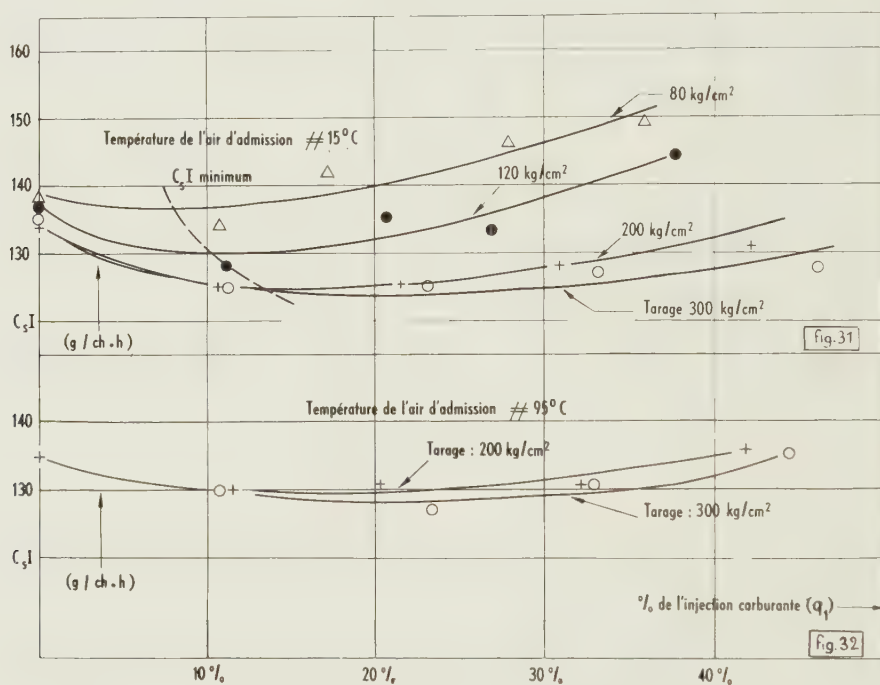


FIG. 31 et 32. — Influence du pourcentage de l'injection carburante sur la consommation spécifique indiquée avec et sans réchauffage de l'air d'admission.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre.
 $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn. Avance = 28° .

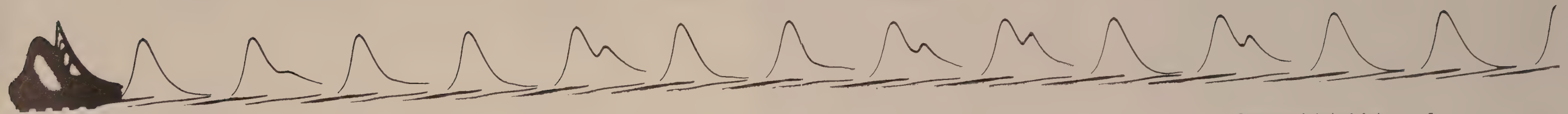
Notons que les délais sont légèrement plus courts pour des faibles pressions de tarage et la double injection n'a pas d'effet notable sur le délai dans ces conditions de fonctionnement (planches 22, 23).

II. 2. Expérimentation en utilisant l'essence sans addition d'huile.

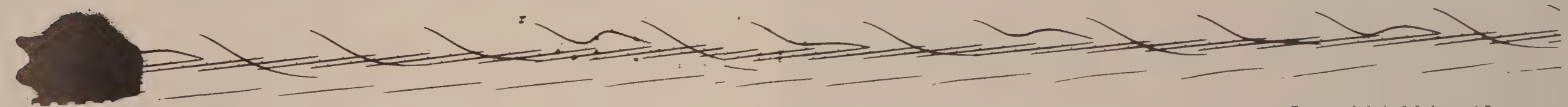
Les résultats obtenus avec l'essence sans addition d'huile à une température de l'air d'admission de 95°C sont rapportés sur la figure 33 et la planche 24.

Fonctionnement à vide : 1 500 tr/mn. Marche sur un seul cylindre (cylindre 1). Combustible : essence sans addition d'huile.

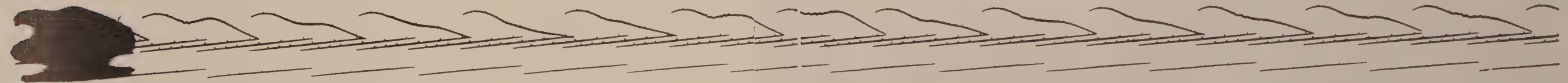
Influence de la pression de tarage d'injection.



Tarage = 160 kg/cm². θ air = 20° C.



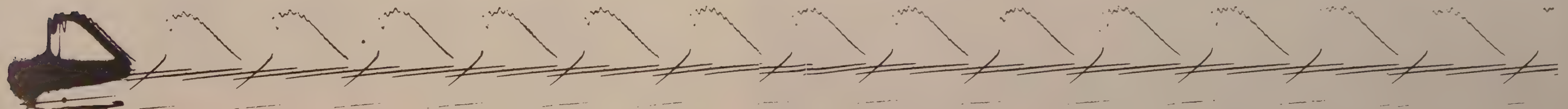
Tarage = 60 kg/cm². θ air = 20° C.



Tarage = 200 kg/cm². θ air = 90° C.



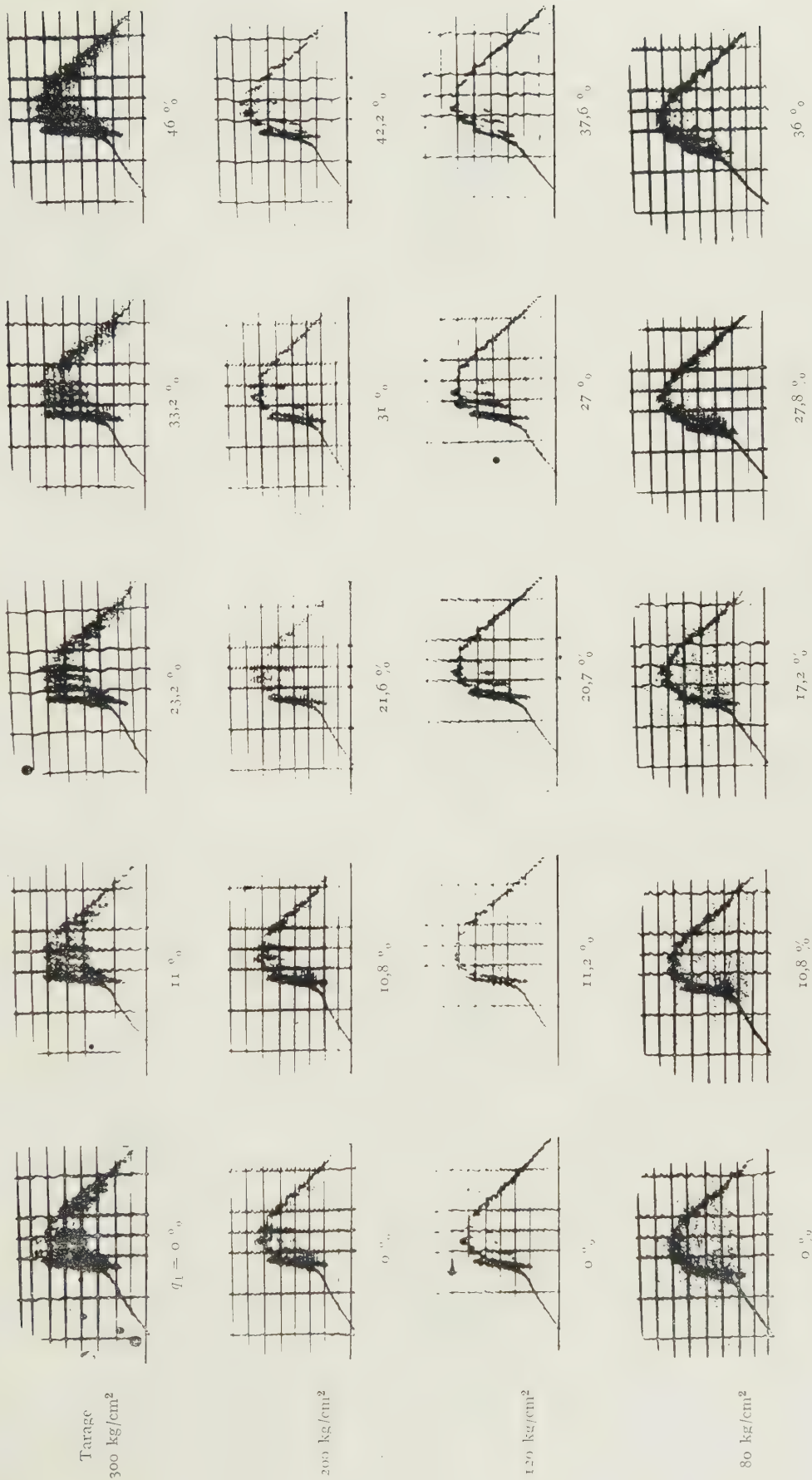
Tarage = 60 kg/cm². θ air = 90° C.



Diagrammes avec le combustible gazoil.

PLANCHE 22. — Moteur Poyaud 2 PDI (transformé).
Fonctionnement à charge 0; 1 500 tr/mn. Avance : 28°. Combustible : gasoil.

Température de l'air d'admission : 15° C.



Enregistrement des diagrammes de 25 à 65 kg/cm².

PLANCHE 23. — Moteur Poyaud 2 PDI (transformé).
Fonctionnement à charge 0; 1 500 tr/mn. Avance : 28°. Combustible : gasoil.

Température de l'air d'admission : 95° C.

Tarage : 300 kg/cm²



Tarage : 200 kg/cm²



Enregistrement des diagrammes de 25 à 65 kg/cm².

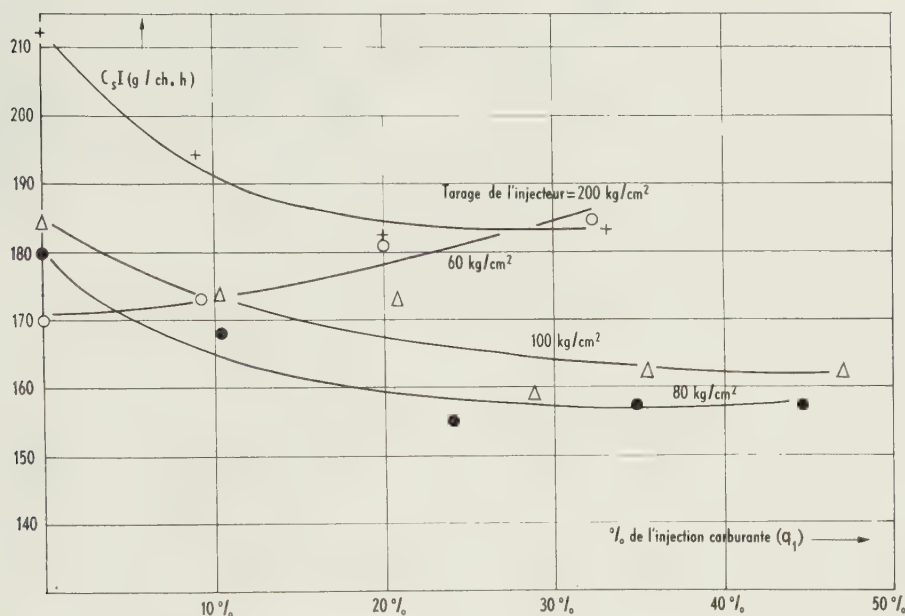


FIG. 33. — Influence de l'injection carburante sur la consommation spécifique indiquée aux diverses valeurs de la pression de tarage.

Moteur Poyaud transformé en monocylindre. $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn. Avance = 28° .
Combustible : essence sans addition d'huile. Température de l'air d'admission $\simeq 95^\circ \text{C}$.

a) Rendement indiqué.

L'emploi du procédé Vigom de double injection aux diverses pressions de tarage de l'injecteur apporte une amélioration du rendement qui semble être relativement importante à une forte qu'à une faible pression de tarage (fig. 33). En double injection également la valeur pression de tarage de 80 kg/cm^2 semble être l'optimale. Dans ces conditions une amélioration supplémentaire du rendement de l'ordre de 13 % est obtenue pour un pourcentage de l'injection carburante de 24 %. Ce meilleur rendement correspond à un rendement indiqué relatif ($\eta_i R$) de 81 %.

Les rendements obtenus avec une pression de tarage de 60 kg/cm^2 (évolution de la consommation indiquée très différente de celle observée avec les autres valeurs de tarage utilisées), sont difficilement explicables dont nous ne tiendrons pas compte dans la discussion.

b) Délais d'inflammation et dispersion cyclique.

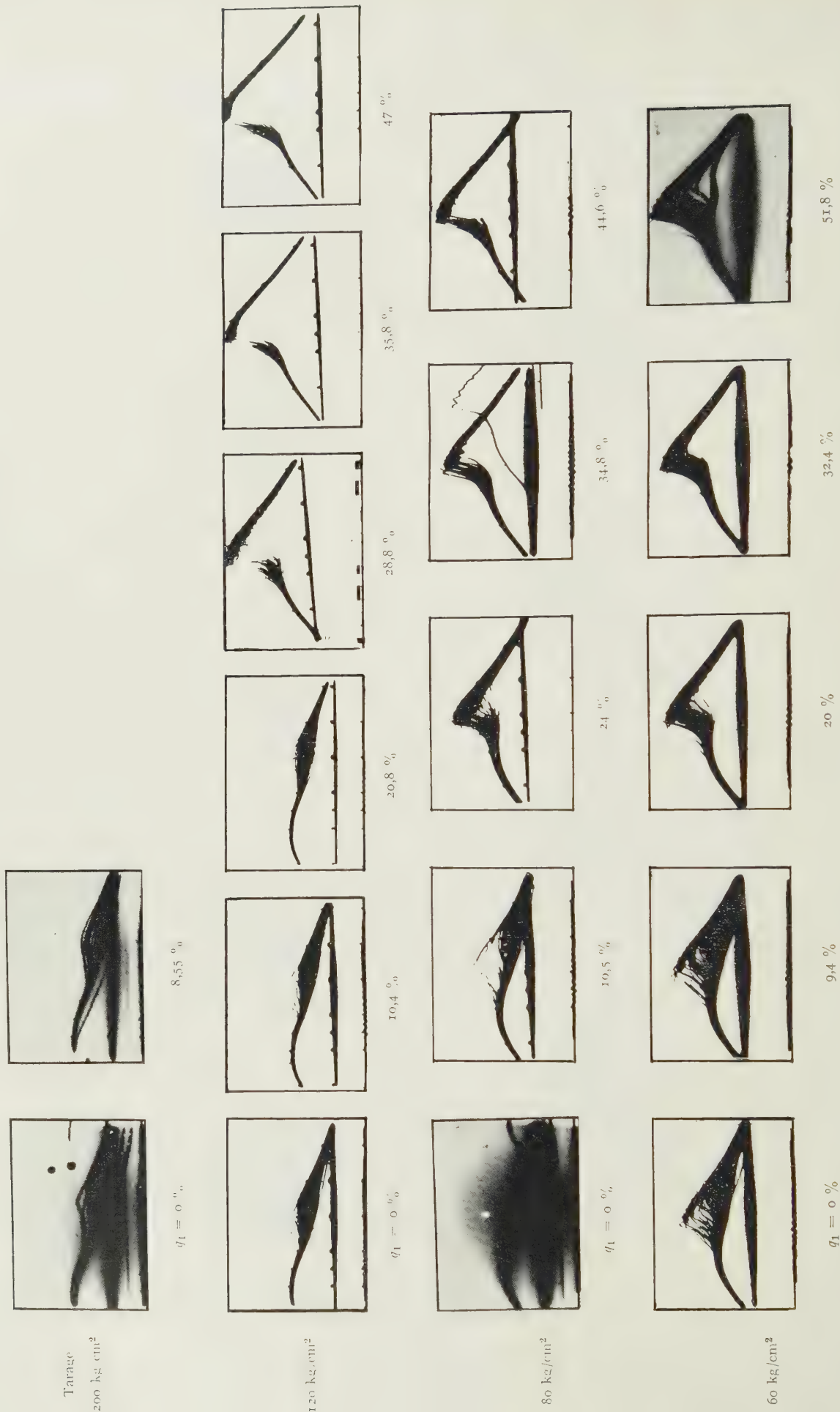
Il apparaît que pour avoir un effet appréciable sur le délai et la dispersion cyclique, les pourcentages de l'injection carburante sont de 30 %, 24 %, 20 %, avec des pressions de tarage de 100, 80 et 60 kg/cm^2 respectivement (planche 24).

La figure 34 montre les courbes de la fréquence cumulée du délai, établies d'après une centaine de cycles pour des pressions de tarage de 200, 80 et 60 kg/cm^2 . D'après ces résultats, le délai et la dispersion du délai semblent être une fonction de la pression de tarage. Les conditions pour l'inflammation semblent être d'autant plus favorables que le tarage est plus faible.

Les figures 35, 36 et 37, représentent les courbes de fréquence cumulée du délai pour différents

PLANCHE 24. — Moteur Poyaud 2 PDI (transformé).
 Fonctionnement à vide à 1 500 tr/min. Avance : 28°. Combustible : essence sans addition d'huile.
 Température de l'air d'admission : 90° C.

Influence de la pression de tarage en conjugaison avec le procédé Vigom.



Chaque photo représente 100 cycles superposés

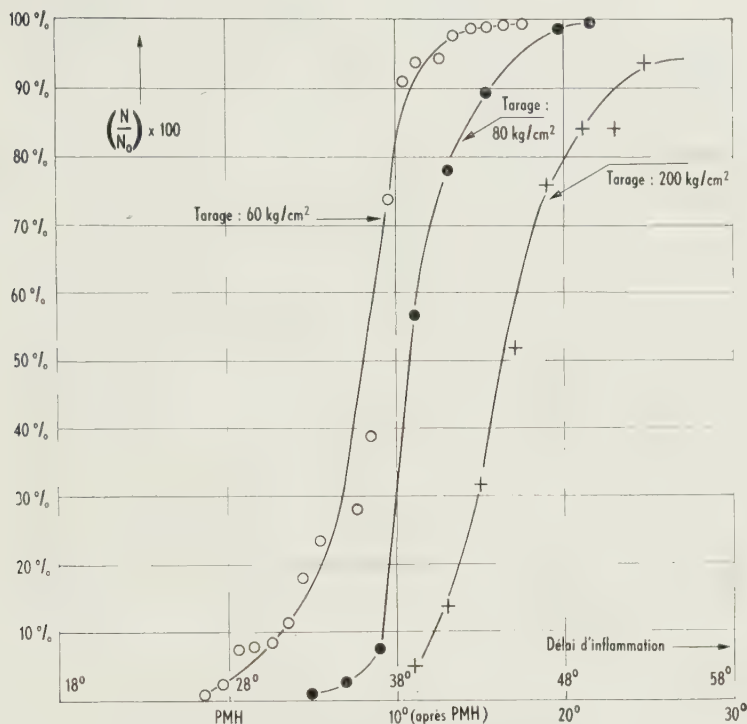


FIG. 34. — Étude de la dispersion du délai d'inflammation en fonction de la pression de tarage de l'injecteur.

L'étude permet également l'évaluation du % des cycles « sans combustion ».

Les conditions de fonctionnement sont données sur la figure 33.

Combustible : essence pure. θ air : 95° C.

pourcentages de l'injection carburante, avec les pressions de tarage de 200, 80 et 60 kg/cm². Ces figures montrent qu'en ce qui concerne le délai et la dispersion du délai, les effets dus au détarage et à l'influence de la double injection sont cumulatifs.

III. CONCLUSIONS

L'expérimentation effectuée dans des conditions de faible charge du moteur en utilisant les variations de la pression de tarage de l'injecteur, en injection simple et en double injection nous permet de faire les remarques suivantes :

— En injection simple (avec et sans réchauffage d'air) et pour les pressions de tarage utilisées, le délai de l'essence sans addition d'huile est d'autant plus court et son inflammation est d'autant plus régulière que le tarage de l'injecteur est plus faible. Cependant le rendement indiqué passe par un optimum pour une pression de tarage donnée. Cette valeur optimale est la même avec ou sans réchauffage d'air mais l'amélioration du rendement est relativement plus importante sans, qu'avec réchauffage de l'air d'admission. La diminution du rendement constaté pour la pression de tarage inférieure à l'optimale peut probablement être attribuée à une pulvérisation particulièrement mauvaise dans ce cas.

— En double injection (avec réchauffage d'air) les pressions de tarage de l'injecteur gardent leur

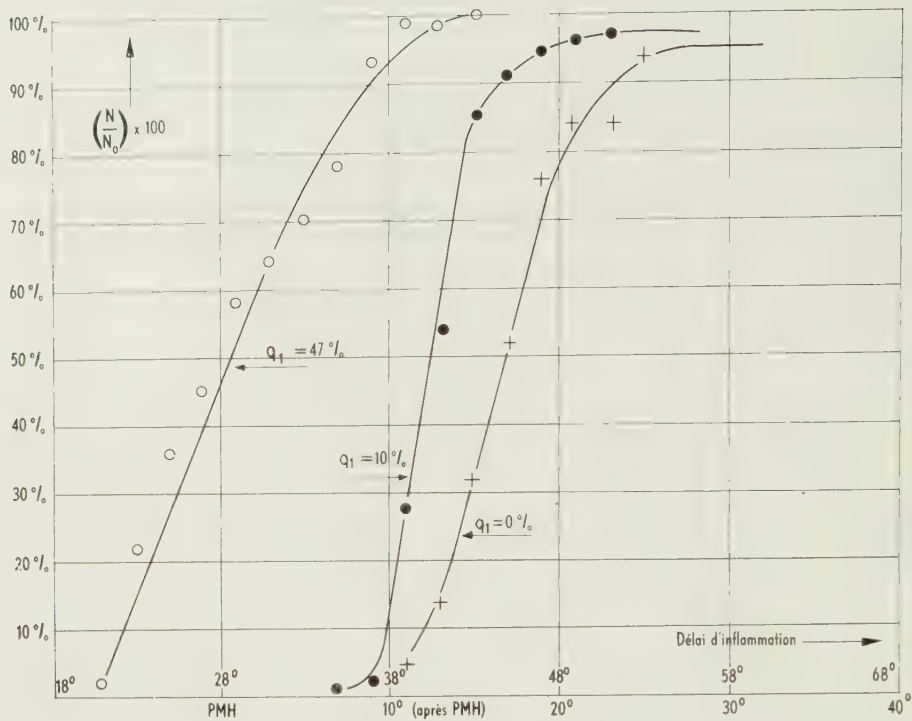


FIG. 35. — Influence de l'injection carburante sur le délai et la dispersion du délai. •
(Tarage de l'injecteur = 200 kg/cm².)

Moteur Poyaud transformé en monocylindre, $P_i = 18$ ch. Vitesse = 1 500 tr/mn.
Combustible : essence sans addition d'huile. $\theta_{\text{air}} = 95^\circ \text{C}$.

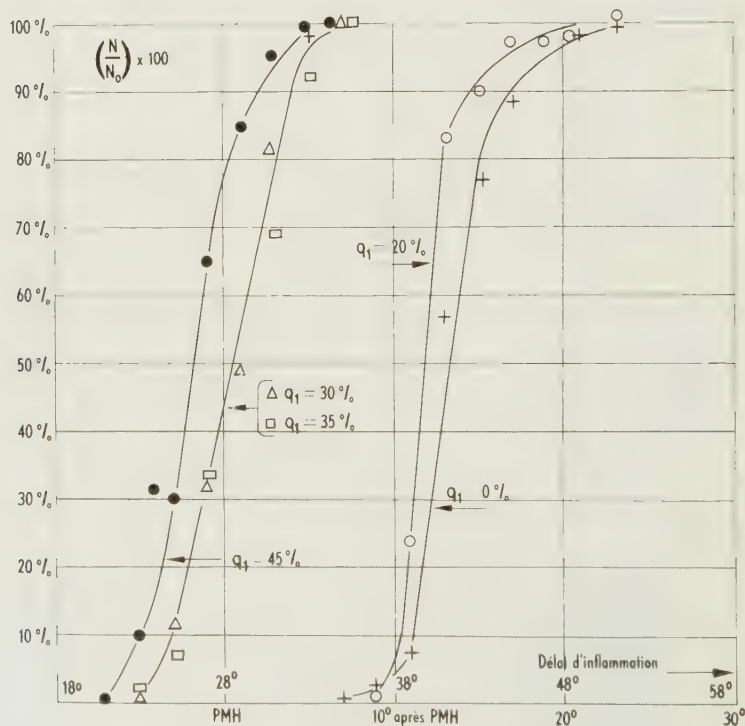


FIG. 36. — Influence de l'injection carburante sur le délai et la dispersion du délai.
(Tarage de l'injecteur = 80 kg/cm².)

Conditions expérimentales données sur la figure 35.

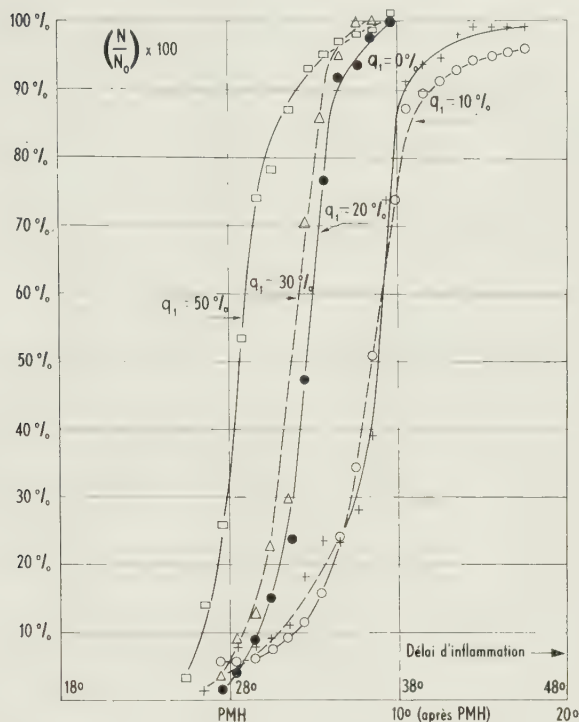


FIG. 37. — Influence de l'injection carburante sur le délai et la dispersion du délai.
(Tarage de l'injecteur = 60 kg/cm².)

Conditions expérimentales données sur la figure 35.

classement comme en injection simple. Une amélioration supplémentaire du rendement à l'essence par suite d'une diminution du délai et de la dispersion cyclique est obtenue avec l'emploi du procédé Vigom de double injection. Il semblerait que les améliorations du rendement ainsi obtenues, soient relativement plus importantes aux pressions élevées qu'aux faibles pressions de tarage.

— Les variations de la pression de tarage de l'injecteur n'ont que peu d'influence sur les délais et les rendements indiqués du gasoil et de l'heptane normal pur.

RÉSUMÉ ET CONCLUSIONS

Au début de cette étude (chapitre I) nous avons examiné, d'après les résultats de travaux antérieurs, l'influence de divers facteurs susceptibles d'agir sur la combustion tardive dans les moteurs à allumage par compression. Cette dernière est généralement observée dans les conditions de faible charge des moteurs lorsque ceux-ci sont alimentés en combustible à faible indice de cétane donnant un délai d'inflammation anormalement long. La combustion, dans ce cas, s'initiant pendant la course de détente, est d'une durée notablement plus longue que celle de la combustion normale et s'accompagne d'une dispersion cyclique.

La description du matériel expérimental et des conditions opératoires a fait l'objet du chapitre

suivant. Pour étudier l'action des divers paramètres sur la combustion des carburants légers à faible charge, il a été choisi, afin d'accentuer le phénomène, d'effectuer l'expérimentation à vide et au régime maximal du moteur Poyaud : 1 500 tr/mn. Dans ces conditions, le moteur Poyaud transformé en monocylindre, utilisé pendant une grande partie de l'étude expérimentale, développe une puissance indiquée de 18 ch.

Les résultats et discussions de l'étude expérimentale proprement dite sont présentés dans les chapitres III, IV, V et VI.

Dans le chapitre III, d'après l'expérimentation effectuée à faible charge en utilisant divers combustibles, nous avons montré que lorsque les combustibles employés ont des indices de cétane assez élevés pour donner lieu à l'inflammation avant ou au voisinage du PMH du moteur, l'indice de cétane n'a pas d'influence significative sur la combustion. Le seul effet d'une variation de l'indice de cétane, dans ce cas, est une modification de la valeur absolue du délai, et par conséquent une modification de l'importance relative des deux phases de combustion (non contrôlée et contrôlée).

Pour les combustibles dont le délai d'inflammation conduit à une combustion qui débute après le PMH, l'indice de cétane, par son action sur le délai, est une caractéristique importante. En effet, une réduction de délai dans ces conditions produit une diffusion moindre de combustible, favorisant ainsi la vitesse et le rendement de combustion. D'autre part, lorsque la combustion s'initie après le PMH, elle a lieu dans un milieu où la température et la pression baissent, ce qui fait que la vitesse de combustion diminue avec la progression de la combustion.

Ainsi apparaît l'importance de l'instant d'inflammation par rapport au PMH qui contrôle l'évolution ultérieure de la combustion (vitesse de combustion, dispersion cyclique) qui a pu être observée quelle que soit la nature du combustible. On a pu également noter que, lorsque l'inflammation avait lieu avant ou au voisinage du PMH, une diminution de l'avance à l'injection provoque une diminution du délai, ce qui est parfaitement normal parce que la température et la pression moyennes du cycle pendant le délai augmentent. Vice versa, à une diminution de l'avance à l'injection, lorsque la combustion débute après le PMH, correspond une augmentation importante du délai.

Ces constatations généralisent les conclusions relatives à l'influence de l'inflammation par rapport au PMH, cette dernière agit aussi bien sur le délai que sur la combustion proprement dite.

Nous avons d'autre part remarqué que le rendement indiqué particulièrement bas du moteur fonctionnant aux combustibles légers dans des conditions de faible charge, est en grande partie dû à un mauvais rendement de combustion.

L'influence de la température de l'air en fin de course de compression et de la température des parois de la chambre de combustion logée dans le piston, sur la combustion des carburants légers a été étudiée dans le chapitre IV.

Une augmentation de la température de l'air d'admission n'ayant que peu d'influence sur la combustion du gasoil, exerce un effet notable sur la combustion d'un carburant léger. Une augmentation de cette température dans le dernier cas diminue notablement le délai, la dispersion cyclique, et fait croître la vitesse de combustion, améliorant ainsi considérablement le rendement indiqué du moteur. L'action du réchauffage d'air est particulièrement efficace sur la combustion de l'essence sans addition d'huile ($IC \approx 16$).

Une élévation notable de la température du piston à charge partielle a été temporairement réalisée par une variation brusque de la charge. L'expérimentation effectuée dans ces conditions, en utilisant l'essence sans addition d'huile, a montré que les variations du délai de la dispersion cyclique et de la vitesse de combustion en fonction de la température du piston, sont plus importantes que celles observées en fonction de la température de l'air d'admission et des autres paramètres utilisés dans notre étude expérimentale.

Le moteur fonctionnant à une faible charge dans les conditions de la température du piston existant à pleine charge, est pratiquement insensible à la nature du combustible utilisé, aussi bien avec

le gasoil ($IC = 55$) qu'avec l'essence sans addition d'huile ($IC \approx 16$) la combustion est normale et les rendements indiqués obtenus sont du même ordre.

Il convient de remarquer qu'un accroissement de la température de l'air admis augmente la température du piston et vice versa. Quelques essais récents effectués sur le moteur Poyaud, en utilisant un appareil de mesure instantané de la température du piston, ont montré qu'une élévation de la température de l'air de 15 à 80° C augmente la température du piston de quelques 20° C (57).

Cette élévation de température du piston joue vraisemblablement un rôle non négligeable dans l'amélioration des conditions du moteur fonctionnant à l'essence lors du réchauffage de l'air d'admission.

Dans le chapitre V nous avons étudié l'influence du procédé Vigom de double injection sur la combustion de l'essence sans addition d'huile à la faible charge fixée. Les expériences effectuées aux diverses températures du piston semblent montrer que la double injection améliore d'autant plus le rendement indiqué que les conditions pour l'inflammation sont précaires. Le rendement optimal, par suite d'une réduction du délai et de la dispersion cyclique, est obtenu pour un certain pourcentage de l'injection carburante. Ce dernier varie avec la température du piston. Un accroissement de pourcentage de l'injection carburante au-delà de sa valeur optimale, a généralement une influence favorable sur le délai et la dispersion cyclique, mais il diminue le rendement indiqué. Ceci est probablement dû à ce que l'effet favorable de la double injection dans des conditions de faible charge du moteur est combattu par l'effet négatif dû à une plus grande diffusion du combustible. Cette diffusion exercerait une influence défavorable sur la vitesse et le rendement de combustion. Ces mêmes essais ont d'ailleurs montré qu'une réduction appréciable du délai est obtenue pour des pourcentages assez élevés de l'injection carburante.

Tous ces faits indiquent que, dans des conditions de charge partielle du moteur, il est souhaitable d'avoir une réduction appréciable du délai d'inflammation en employant un faible pourcentage de l'injection carburante.

Le chapitre VI donne des résultats d'expérimentation effectuée dans les conditions de fonctionnement habituelles, en utilisant les variations de la pression de tarage de l'injecteur en injection simple et en double injection. Nous avons constaté en injection simple (avec et sans réchauffage d'air) que le délai de l'essence sans addition d'huile est d'autant plus court, et son inflammation d'autant plus régulière, que le tarage de l'injecteur est plus faible. Cependant, le rendement indiqué passe par un optimum pour une certaine pression de tarage qui est la même avec ou sans réchauffage. Cette amélioration du rendement est relativement importante sans réchauffage. La diminution du rendement constaté pour la pression inférieure à l'optimale peut probablement être attribuée à une pulvérisation particulièrement mauvaise.

En double injection, les évolutions du délai, de la dispersion cyclique et du rendement indiqué en fonction de la pression de tarage, sont semblables à celles observées en injection simple. Une amélioration supplémentaire du rendement, par suite d'une diminution simultanée du délai et de la dispersion cyclique, est obtenue avec l'emploi du procédé Vigom de double injection. Il semblerait que les améliorations de rendement ainsi obtenues soient relativement plus importantes aux pressions élevées qu'aux faibles pressions de tarage de l'injecteur.

ANNEXE I

ÉTAT DU MOTEUR POYAUD PENDANT L'EXPÉRIMENTATION ET PRÉCISION DES RESULTATS

I. ÉTAT MÉCANIQUE DU MOTEUR

L'état mécanique du moteur Poyaud a été examiné régulièrement par la vérification de la pression en fin de course de compression en utilisant la manographe strobocathodique I. E. P. La valeur de cette pression est restée au voisinage de 35 kg cm^2 (au régime de 1500 tr mm^1) pendant notre travail expérimental.

Signalons qu'une modification de circuit de l'air d'admission du moteur, lors de l'utilisation du réchauffage d'air, entraîne des variations sensibles de pression en fin de course de compression (P_c).

P_c avec le filtre à air normal, 1500 tr mm^1 : 35 kg cm^2 .

P_c avec le réchauffeur d'air (sans filtre), 1500 tr mm^1 : 37 kg cm^2 .

II. ÉVOLUTION DU RENDEMENT INDICÉ DU MOTEUR ALIMENTÉ AU GASOIL

Le rendement indiqué du moteur au gasoil, dans les mêmes conditions de pression, de compression (35 kg cm^2 à 1500 tr mm) et de la puissance passive (18 ch à 1500 tr mm) diminue légèrement avec le temps. Ainsi du 17 octobre 1961 au 28 février 1962 le rendement du moteur transformé fonctionnant à vide et au régime de 1500 tr mm évolue de $0,44$ ($C_e I = 135 \text{ g ch. h}^1$) à $0,417$ ($C_e I = 142 \text{ g ch. h}^1$). Cette baisse du rendement est vraisemblablement due à une détérioration progressive du système d'injection du moteur, celui-ci fonctionnant tantôt au gasoil tantôt à l'essence sans addition d'huile.

Dans cette étude expérimentale sur la combustion d'un combustible léger à charge partielle du moteur, la combustion du gasoil, dans les mêmes conditions, a été prise comme référence. Nous avons introduit dans ce but la notion du rendement indicé relatif (X_R) :

$$X_R = \frac{\eta_{\text{essence}}}{\eta_{\text{gasoil}}}$$

Ainsi les faibles variations du rendement indicé obtenu avec le gasoil ne constituent pas un facteur gênant pour l'interprétation des résultats.

III. MODIFICATION DU RENDEMENT INDICÉ AVEC LE PISTON 2

Toute l'expérimentation, à l'exception de celle présentée dans le paragraphe II du chapitre V, a été effectuée avec le moteur Poyaud équipé des pistons de série, fournis par le constructeur, que nous avons appelé piston 1. Les essais de double injection faisant l'objet du paragraphe II, chapitre V ont été effectués avec un piston neuf que nous avons nommé piston 2. Ce dernier est d'origine constructeur également mais sa chambre de combustion est d'une forme légèrement différente de celle du piston 1.

Une vérification expérimentale montre que la pression de compression ainsi que les pertes par frottement du moteur transformé munis du piston 2 restent inchangées mais le rendement obtenu avec le gasoil diminue sensiblement :

η_i (piston 1) = 0,417 ($C_s I = 142$ g/ch · h).

η_i (piston 2) = 0,387 ($C_s I = 153$ g/ch · h).

Or, la productibilité des essais, lors du fonctionnement du moteur au gasoil, effectués à des dates rapprochées, est excellente et donc les écarts entre les rendements cités ci-dessus sont effectivement dus au changement du piston.

Signalons d'autre part que l'expérimentation effectuée en utilisant l'essence sans addition d'huile semble indiquer que le piston 2 atteint une température sensiblement moins élevée que celle atteinte par le piston 1 dans les mêmes conditions de fonctionnement (chapitre V, paragraphe I et II).

IV. REPRODUCTIBILITÉ DES ESSAIS

a) *Consommation spécifique indiquée.*

Un calcul simple montre que dans les conditions de fonctionnement choisies pour effectuer l'expérimentation (moteur à vide au régime de 1500 tr/mn), les erreurs maximales de mesures de consommation spécifique indiquée (inverse du rendement indiqué) sont inférieures à 3 %. Une reproductibilité est effectivement obtenue pour les essais effectués (à des dates rapprochées — voir plus haut) en utilisant le gasoil. Mais lorsque le moteur fonctionne avec les combustibles légers (essence sans addition d'huile, essence + 5 % d'huile) la dispersion des résultats croît sensiblement.

Ceci est principalement dû aux variations de la température de l'air d'admission, auxquelles la combustion de l'essence est très sensible (chapitre IV, paragraphe II). Ces variations sont engendrées — le moteur aspirant en atmosphère libre — par des changements de la température ambiante et de l'humidité de l'air. Un changement relativement important des conditions atmosphériques influera également sur le niveau thermique de la chambre de combustion du moteur. Il a été vu que la combustion de l'essence est grandement influencée par les variations de températures des parois de la chambre de combustion (chapitre IV, paragraphes III et IV).

Aussi, convient-il de signaler qu'il n'a pas été possible de contrôler la température de l'air d'admission lors de l'utilisation du réchauffage. Des variations de la température de l'air dans ce cas — pour la capacité maximale (12 kW) du réchauffeur d'air — ont été engendrées par les modifications de la tension d'alimentation du réchauffeur. Pendant une série de mesures, effectuées en quelques heures, on remarquait des variations de température d'air de l'ordre de 5° C.

Pour les essais espacés, la température de l'air d'admission variant considérablement, ainsi, quelques séries d'essais ont été effectuées avec une température d'air de 80° C d'autres à 90° C ou à 100° C.

Remarquons enfin que l'avance à l'injection a été réglée statiquement et il est impossible d'avoir exactement la même avance lors d'un nouveau réglage. Or le moteur fonctionnant à l'essence est sensible aux variations de l'avance à l'injection et les dispersions qui en résultent sont responsables d'une partie de dispersion globale des résultats.

b) *Reproductibilité des diagrammes de combustion.*

La reproductibilité des diagrammes de combustion, en cas de fonctionnement au gasoil est excellente. La seule différence qu'on doit mentionner résulte des variations dans le réglage statique de l'avance à l'injection.

Cette reproductibilité est nettement moins bonne avec l'essence pour les raisons exposées plus haut. L'influence des températures internes sur le délai d'allumage et la dispersion cyclique est, dans ce cas, appréciable. De faibles variations dans le réglage de l'avance à l'injection ont ici des conséquences relativement importantes.

ANNEXE II

I. LES MANOGRAPHEs STROBOCATHODIQUES ET A QUARTZ

Le manographe strobocathodique dont le schéma de principe est montré sur la figure 38 comprend principalement les éléments suivants dont les trois premiers constituent le manographe proprement dit :

- un capteur de pression de type membrane équilibrée ;
- un circuit pneumatique avec sa source (une bouteille d'azote) ;
- divers circuits électroniques ;
- un oscillographe Cossor (réception du phénomène) ;
- une caméra Cossor (photographie du phénomène) ;
- un stabilisateur de tension (pour circuit électronique et amplificateur continu).

I. 1. Le capteur à membrane équilibrée.

Le capteur à membrane équilibrée type I. F. P. est introduit dans la chambre de combustion. La membrane est en acier spécial ($\varnothing$ 10 mm, épaisseur : 0,10 mm) et reçoit simultanément sur chacune de ses faces la pression évoluant dans le cylindre et une contre-pression dont la valeur est contrôlée par des manomètres de précision placés dans le circuit pneumatique du manographe. La face opposée à celle qui reçoit la pression du cylindre s'applique sur une électrode de contact dès que la pression régnante dans le cylindre est plus forte que la contre-pression, soit :

p_m (pression dans le cylindre) ;

p_e (contre-pression statique contrôlée) ;

p_0 (pression pour amener la membrane en contact avec son électrode pour une compression nulle).

Cette dernière appelée la sensibilité du capteur est de l'ordre de 200 g/cm², est réglable à l'aide d'une vis micrométrique qui peut être déplacée vers la membrane.

La figure 39 montre une coupe schématique du capteur.

I. 2. Le circuit pneumatique.

Le circuit pneumatique complet avec ses éléments est montré schématiquement sur la figure 40. Le circuit permet de faire varier la contre-pression (la pression d'équilibrage) sur la membrane du capteur de 0 à une valeur qui encadrerait la pression maximale dans le cylindre prospecté.

Le fonctionnement détaillé des divers organes constituant le circuit est donné dans l'ouvrage de SOUKIASSIAN et MARCADET.

I. 3. Circuits électroniques.

Les divers circuits électroniques du manographe strobocathodique I. F. P. sont représentés schématiquement sur la figure 38. Pour une explication détaillée de leur fonctionnement, on consultera l'ouvrage de SOUKIASSIAN et MARCADET (51) que nous avons déjà cité ci-dessus.

I. 4. Principe de fonctionnement.

Le principe de fonctionnement d'un manographe strobocathodique est assez simple.

La figure 38 montre schématiquement le manographe complet avec le capteur et les divers circuits.

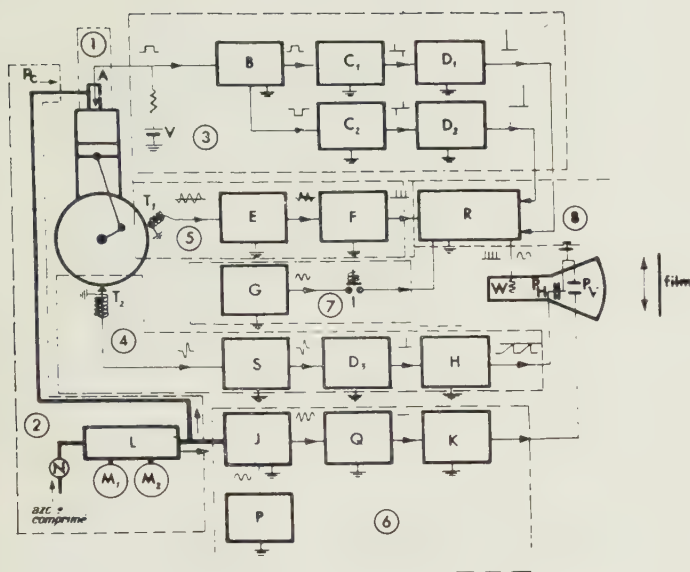


FIG. 38. — Schéma de principe du manographe strobocathodique I. F. P. D'après SOUKIASSIAN et MARCADET (51).

1. Capteur.
A : capteur à membrane équilibrée.
2. Circuit pneumatique.
N : manodétendeur.
M₁, M₂ : manomètres.
L : rampe de distribution.
3. Circuit points diagramme.
V : pile.
B : amplificateur-inverseur.
C₁, C₂ : dérivateurs.
D₁, D₂ : générateurs d'impulsion.
4. Circuit de déviation horizontale.
T₂ : émetteur magnétique de tops (synchronisation).
S : amplificateur.
D₃ : générateur d'impulsion.
H : base de temps.
5. Circuit d'étalonnage de l'axe horizontal.
T₁ : émetteur magnétique de tops (marquage).
E : amplificateur.
F : générateur d'impulsion-bascule.
6. Circuit de déviation verticale.
P : oscillateur 1 000 Hz.
J : capteur donnant $\varepsilon = k \cdot p_c$.
Q : détecteur démodulateur.
K : amplificateur à couplage direct.
7. Circuit d'étalonnage de l'axe vertical des pressions.
G : oscillateur 30 Hz.
I : bouton poussoir.
8. Couplage.
R : circuit de couplage à diodes.
9. Enregistreur. Tube cathodique plus appareil photographique.

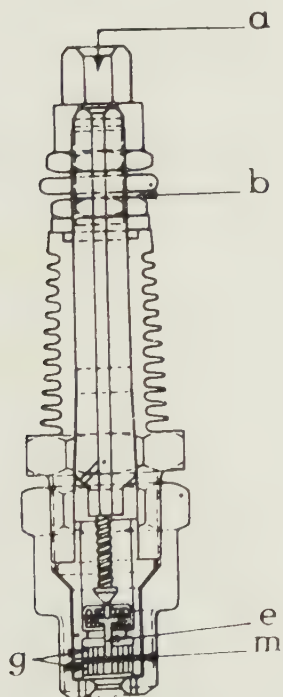


FIG. 39. — Capteur à membrane équilibrée. D'après SOUKIASSIAN et MARCADET (51).

- a : entrée pression statique.
b : connexion de l'électrode.
e : électrode.
m : membrane.
g : pièces d'appui.

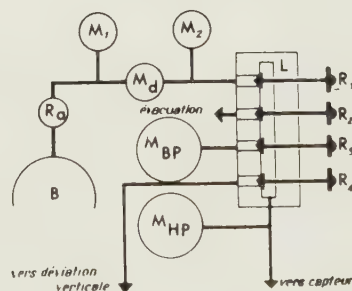


FIG. 40. — Circuit pneumatique. D'après SOUKIASSIAN et MARCADET (51).

- B : bouteille d'azote comprimé.
R_a : robinet d'arrêt.
M₁ : manomètre contrôle de pression de la bouteille.
M_d : manodétendeur.
M₂ : manomètre aval.
L : distributeur.
M_{BP} : manomètre basses pressions.
M_{HP} : manomètre hautes pressions.
R₁ : robinet admission.
R₂ : robinet évacuation.
R₃ : robinet isolement M_{BP}.
R₄ : robinet isolement dispositif de déviation verticale.

Lorsque la pression dans le cylindre prospecté est plus forte que la contre-pression sur l'autre face de la membrane, un circuit électrique se ferme, modifiant la valeur de tension aux bornes électrique du capteur. Cette modification subsiste pendant que la pression dans le cylindre reste plus forte que la contre-pression.

Par l'intermédiaire des divers circuits électroniques, on voit apparaître sur l'écran de l'oscillographe deux points lumineux. Leur placement en sens vertical est proportionnel à la contre-pression sur la membrane, et leur écartement en sens horizontal dépend de la période du temps pendant laquelle la pression dans le cylindre était supérieure à la contre-pression appliquée sur une face de membrane.

Donc, un phénomène périodique, telle que la pression dans un moteur alternatif, peut être déterminé par les variations des contre-pressions balayant la zone intéressante des pressions.

I. 5. Étalonnage de l'axe des pressions (circuit fig. 38).

L'étalonnage de l'axe vertical des diagrammes est obtenu simplement en déclenchant, pour certaines valeurs de contre-pression (indiquée par un manomètre à pression incorporée dans le circuit pneumatique), un oscillateur dans le circuit de Wenhelt. L'accroissement momentané de la tension de Wenhelt rend le faisceau de l'oscillographe lumineux. Le faisceau lumineux paraissant ainsi pour des valeurs connues de contre-pression peut être enregistré par une caméra avec le diagramme et constitue l'étalonnage voulu.

I. 6. Étalonnage de l'axe horizontal ou marquage des angles de rotation (circuit fig. 38).

Un émetteur magnétique d'impulsion est disposé en regard d'un entrefer variable constitué par des saillies pratiquées sur le volant du moteur et situé à tous les 10 degrés de rotation. Une irrégularité dans la distribution des saillies est introduite pour marquer la position du point mort brut (planche 1).

Le signal obtenu par l'émetteur est transformé par des circuits électroniques en une impulsion extrêmement brève qui attaque le cylindre de Wenhelt. Ceci a pour effet de moduler ponctuellement (tous les 10 degrés de rotation) le spot. C'est ainsi qu'on voit apparaître sur l'écran des points lumineux indiquant les divers angles de rotation du moteur.

I. 7. Enregistrement des diagrammes de combustion.

Une caméra Cossor photographie l'écran de l'oscillographe lorsque celui-ci est balayé par :

- 1° Des points venant du capteur ;
- 2° Des points venant de l'émetteur magnétique ;
- 3° L'apparition du faisceau pour des contre-pressions connues.

Un tel enregistrement constitue un diagramme de pression complet.

I. 8. Réglages (circuit fig. 38).

Les divers réglages du manographe avec le système du déclenchement de base du temps de l'oscillographe permet d'étaler plus ou moins les diagrammes suivant l'axe vertical ou suivant l'axe horizontal et de choisir la partie intéressante du diagramme de pression.

Pendant notre étude, nous avons examiné les diagrammes de combustion déterminée en général par des variations de contre-pression de 25 à 100 kg cm² pour une période correspondant à quelques 50 degrés de rotation du moteur.

II. MANOGRAPHE A QUARTZ I.F.P.

Ce manographe est constitué par un capteur à quartz piézoélectrique, une lampe électromètre avec son alimentation (pour mesurer les variations rapides des charges électriques du capteur à quartz sous l'effet de la pression évoluant dans le cylindre du moteur), et d'autres circuits électroniques.

Pour le marquage d'angles (l'axe horizontal du diagramme de pression), les divers réglages et l'enregistrement du phénomène, nous avons utilisé les éléments du manographe strobocathodique I. F. P. décrit plus haut.

ANNEXE III

PERTES PAR FROTTEMENT DU MOTEUR POYAUD

La connaissance des pertes par frottement ou de la puissance passive du moteur est nécessaire pour le calcul de la puissance et du rendement indiqués. La détermination des pertes par frottement réellement existante lors du fonctionnement du moteur à un régime donné est extrêmement délicate.

Les pertes par frottement d'un moteur sont composées des facteurs suivants :

- pertes par frottement mécanique du piston et les autres organes mobiles ;
- travail négatif fourni par le piston pendant la course d'échappement ;
- pertes des calories par parois pendant les courses de compression et de détente.

La valeur de ces composés varie suivant la méthode utilisée pour déterminer la puissance passive, entraînant ainsi des variations de cette dernière. Nous verrons par la suite que les valeurs de la puissance passive peuvent être très différentes suivant la méthode de leur détermination. Nous examinerons ci-dessous quelques méthodes communément utilisées avec leur application au moteur Poyaud au régime de 1 500 tr/mn.

I. DÉTERMINATION DES PERTES PAR FROTTEMENT PAR LA RELATION

$$P_f = P_i - P ;$$

où P_f = pertes par frottement ;

P_i = puissance indiquée ;

P = puissance au frein.

L'évaluation de la puissance indiquée d'un moteur à régime rapide, par relevé de diagrammes, est rendue douteuse par la détermination exacte du PMH sur un diagramme pression-angle de rotation.

D'après les résultats obtenus par SOUKIASSIAN et MARCADET (51), sur le moteur Poyaud 2 PDI, en utilisant le manographe strobocathodique I. F. P., un décalage du PMH de 2° de rotation entraîne une variation de 17 % dans l'évaluation de la puissance indiquée.

D'après ces mêmes auteurs, nous avons pour le moteur Poyaud 2 PDI à 1 500 tr/mn :

$$P_i = 82,8 \text{ et } P = 60,7 \text{ ch,}$$

d'où :

$$P_f = 22,1 \text{ ch.}$$

Envisageant les cas extrêmes, une variation de $\pm 17\%$ de la puissance indiquée donnerait :

$P_i = 8 \text{ ch}$ ou 36 ch .

Donc, cette évaluation des pertes est hors de question.

II. DETERMINATION DES PERTES PAR FROTTEMENT PAR ENTRAÎNEMENT DU MOTEUR UTILISANT DES MOYENS EXTÉRIEURS

Cette méthode à l'inconvénient, en principe, de mesurer les pertes par frottement du moteur dans les conditions de pression et de températures internes sensiblement différentes de celles existant lors de la marche normale du moteur.

D'après les résultats obtenus par RICARDO (39), cette méthode surestime les pertes par frottement dans le cas de moteurs ayant des taux de compression élevés (moteurs Diesel).

Dans notre cas, il ne nous a pas été possible d'entraîner le moteur au régime voulu (1 500 tr/mn).

III. DETERMINATION DES PERTES PAR FROTTEMENT PAR COUPURE D'INJECTION DANS L'UN DES CYLINDRES

La méthode suivante peut être employée avec un moteur polycylindrique. Il s'agit de supprimer l'injection de combustible dans l'un des cylindres du moteur en marche. Le régime est maintenu constant en agissant sur le couple. Donc, dans ces conditions, la puissance perdue au frein représente la puissance indiquée du cylindre mis hors marche.

Cette méthode doit être appliquée pour tous les cylindres du moteur séparément. La puissance indiquée du moteur peut être ainsi calculée en faisant la somme des puissances indiquées des cylindres.

Cette méthode implique que les pertes du moteur normal, et celles du moteur ayant un de ses cylindres hors marche, sont les mêmes. Or ceci n'est pas exact pour les raisons suivantes :

1) Lors de coupure d'injection dans l'un des cylindres, le collecteur d'échappement commun en s'écartant du fonctionnement normal (en modifiant la contre-pression à l'échappement) peut modifier une certaine partie des pertes par frottement.

2) Le cylindre, mis hors marche, est entraîné par les autres, donc une modification des pertes du cylindre coupé peut ainsi influencer les pertes par frottement globales.

Dans le cas d'un moteur bicylindrique (moteur Poyaud), la méthode en question met en doute la précision des résultats.

L'application de cette manipulation au moteur d'essais donne les résultats suivants :

pertes par frottement du moteur normal = pertes par frottement du moteur transformé,
22,5 ch (θ eau = θ huile = 80°C).

IV. DETERMINATION DES PERTES PAR FROTTEMENT PAR L'EXTRAPOLATION DE LA DROITE DU DÉBIT DE COMBUSTIBLE, EN FONCTION DE LA PUISSANCE

Dans le cas d'un moteur Diesel, lorsqu'on trace une « courbe » débit de combustible en fonction de la puissance au frein, on constate qu'une partie de la « courbe » correspondant aux étages intermédiaires (1/4 à 3/4) de charge est une ligne droite. Cette ligne droite, par l'extrapolation, peut fournir les pertes par frottement du moteur. Strictement parlant, ces pertes ainsi évaluées correspondent à celles du moteur aux charges intermédiaires. Les pertes par frottement d'un moteur Diesel varient avec les variations de la charge pour les raisons suivantes :

1) Une augmentation de la charge entraîne une augmentation de la pression moyenne effectuée pouvant modifier les forces de frottement du piston et, en conséquence, accroître les pertes ;

2) L'augmentation des températures internes, dans le cas d'une augmentation de la charge, modifie la viscosité de l'huile de graissage et le coefficient de frottement de la chemise, provoquant une diminution des pertes par frottement avec l'augmentation de la charge.

L'importance relative de ces deux effets ne peut être connue que par une expérimentation délicate pour chaque type de moteur en question. Une étude de ce genre sort nettement de notre cadre, et nous négligerons l'influence des facteurs cités ci-dessus.

Dans le cas du moteur Poyaud normal, ces approximations sont relativement moins justifiées que dans le cas du moteur transformé en monocylindre. Ce dernier fonctionnant avec un seul cylindre, les variations de charge sont relativement moins importantes et l'erreur dans l'évaluation des pertes peut être négligeable (fig. 41).

Cette méthode de détermination des pertes par frottement (fig. 41) donne les résultats suivants :

- Pertes par frottement du moteur normal : 16 ch (θ eau = θ huile = 80° C) ;
- Pertes par frottement du moteur transformé en monocylindre : 18 ch (θ eau = θ huile = 80° C).

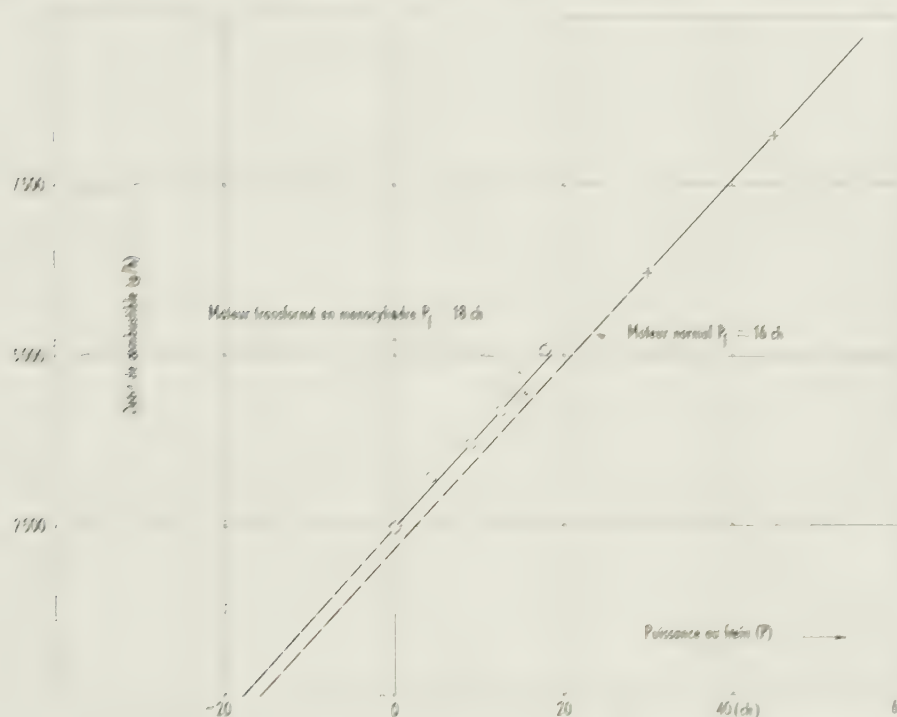


FIG. 41. — Détermination des pertes par frottement (P_f) par l'extrapolation de la « droite » de débit du combustible en fonction de la puissance.

Moteur Poyaud, Vitesse = 1 500 tr/min, Avance = 24° , Combustible : gasoil.

Notons que seule la méthode de l'extrapolation de la droite de débit donne des résultats cohérents. D'ailleurs, cette méthode a été assez sensible pour déterminer les faibles variations des pertes par frottement du moteur transformé, dans les cas suivants :

- Une modification de taux de compression de 15 à 13,5 diminue les pertes de 18 à 17 ch ;
- Une augmentation de taux de compression de 15 à 15,5 augmente les pertes de 18 à 18,6 ch.

Rappelons que, durant notre travail expérimental, la majeure partie de l'expérimentation a été effectuée sur le moteur Poyaud transformé en monocylindre fonctionnant au régime de 1 500 tr/min.

et à une charge partielle fixe (charge 0). Avec un tel mode opératoire la détermination exacte des pertes par frottement n'est pas nécessaire. Nous avons donc pris aussi bien pour le moteur transformé que pour le moteur normal les pertes par frottement égale à 18 ch (1 500 tr/mn).

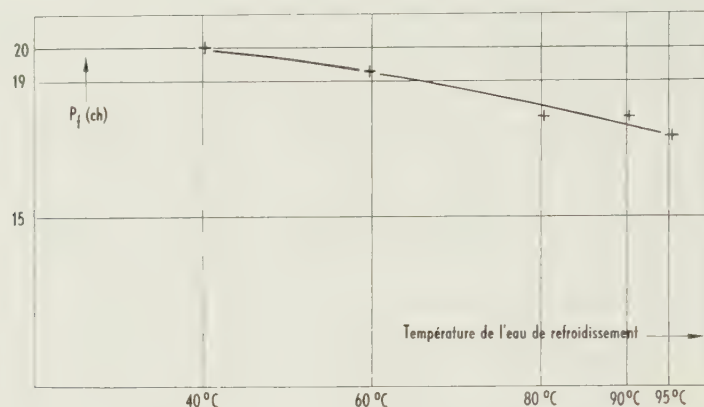


FIG. 42. — Évolution des pertes par frottement en fonction de la température de l'eau de refroidissement pour moteur Poyaud normal ou transformé fonctionnant à 1 500 tr/mn.

Les pertes par frottement du moteur normal sont sensiblement égales à celles du moteur transformé en monocylindre : 18 ch à $\theta_{\text{eau}} = 80^\circ \text{C}$.

La courbe ci-dessus est construite en supposant que les variations du débit nécessaire aux diverses θ_{eau} sont entièrement dues aux variations des pertes par frottement.

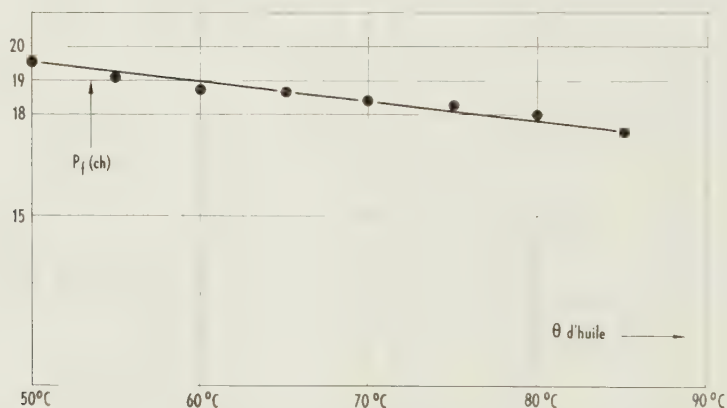


FIG. 43. — Influence de la température de l'huile de graissage sur les pertes par frottement du moteur Poyaud normal ou transformé au régime de 1 500 tr/mn.

Les figures 43 et 42 donnant respectivement les variations des pertes par frottement en fonction de la température d'huile de graissage et de la température de l'eau de refroidissement. La combustion du moteur fonctionnant au gasoil étant correcte, ces courbes ont été établies en enregistrant les débits du gasoil nécessaires pour le fonctionnement du moteur à vide (à 1 500 tr/mn) dans différentes conditions de température de l'huile et de température d'eau.

BIBLIOGRAPHIE

- (1) GROSSHANS (F.), MARCADET (J.), MONNOT (G.), OLLIER (J.) et VICHNIEVSKY (R.). — Solution française au problème de moteurs polycarburants. Ve Congrès Mondial du Pétrole (section VI), New York, 30 mai à juin 1959 (référence I. F. P.).
- (2) Le procédé Vigom. — Réf. I. F. P. 7500, juin 1962.
- (3) EBERAN (R. M.) et von EBERHORST. — Development of German Multifuel Diesel Engines and their Significance. Ve Congrès Mondial du Pétrole (Section VI).
- (4) Symposium on multi-fuel engines at the fighting vehicles research and development establishment, Chobham.
- (5) *Symposium sur les Moteurs polycarburants*. — (Traduction de l'Utac, n° 9-T-15.)
- (6) Communications présentées par PICHFORD, HOCKEL et GIACOSA au 7^e Congrès Fisita, Paris, mai 1958.
- (7) VICHNIEVSKY (R.) et MONNOT (G.). — Problèmes généraux des moteurs polycarburants. *Journal de la S. I. A.*, avr. 1960.
- (8) KHAN (I.). — Étude de la combustion à faible charge et régime élevé sur moteur Diesel Poyaud. Réf. I. F. P. 6779, sept. 1961.
- (9) VICHNIEVSKY (R.) et SALÉ (B.). — Thermodynamique appliquée aux moteurs alternatifs à combustion interne. Sennac, Paris, 1952-1953.
- (10) ELLIOTT (M. A.). — Combustion of diesel fuel S. A. E. Quarterly Transactions, July 1949, p. 516.
- (10 bis) ELLIOTT (M. A.), HURN (R. W.) et TRIMBLE (H. M.). — Auto-ignition of fuels in a constant-volume bomb (20th Midyear meeting of the American Petroleum Institute's Division of refining).
- (11) DONEL (R.), OLSON, NELSON (T.), MECKEL (R. D.) et QUILLIAN (Jr.). — Combustion characteristics of Compression Ignition Fuel Components. S. A. E. Preprint 263 A.
- (12) ELWAKIL (M. M.), MYERS (P. S.) et UYEHARA (O. A.). — Fuel vaporisation and ignition lag in diesel combustion. S. A. E. Transactions, 1956, IV, p. 712 à 726.
- (13) CHIANG et al. — S. A. E. Transactions, 1960.
- (14) YU (T. C.), UYEHARA (O. A.), MYERS (P. S.), COLLINS (R. N.) et MAHADEVAN (K.). — Physical and chemical ignition delay in an operating diesel engine using the hot-motored technique. S. A. E. 1956, Transactions, LXIV, p. 690-702.
- (15) HURN (R. W.), CHAVE (J. O.), ELLIS (C. F.) et HUGHES (K. J.). — Fuel heat gain and release in bomb auto-ignition. S. A. E., 1956, Transactions, LXIV, p. 703 à 711.
- (16) MONNOT (G.). — Note technique. Étude de l'inflammation dans le moteur Diesel. Réf. I. F. P. 6363, mai 1961.
- (17) GIFFEN (E.) et MURASZEN (A.). — The Atomisation of Liquid Fuels. Chapman et Hall Ltd, London, 1953.
- (18) FISCHINGER (F.). — Essais à la bombe pour étudier l'influence du retard à l'allumage sur la combustion dans les moteurs Diesel (Traduction l'Utac, n° 60-T-106) MTZ, janv. 1960.
- (19) PAGE (J. C.). — How Rate of Pressure Rise Affects Maximum Obtainable Pressure before Detonation. M. I. T. thesis for B. S. M. E., 1948.
- (20) TAYLOR (C. F.), TAYLOR (E. S.), LIVENGOD (J. C.), RUSSELL (W. A.) et LEARY (W. A.). — Ignition of fuels by Rapid Compression. S. A. E. Quarterly Transaction, April 1950, IV, n° 2, p. 232-274.
- (21) KICKIJ (B. P.) (Traduction R. VICHNIEVSKY). — Effet de la température de la paroi de la chambre de combustion sur le moteur Diesel A3-204. Moscou, Masgiz, 1958, 83, p. 172-181 (réf. I. F. P. 5395).
- (22) MEURER (J. S.). — Les connaissances des réactions pendant la combustion dans les moteurs Diesel ouvrent le chemin pour éviter le cognement Diesel et donnent au moteur un caractère polycarburant. *J. S. I. A.*, nov. 1956, p. 483-490.
- (23) DRINKWATER (J. W.), EGERTON (A. C.). — *Proc. Instn. Mech. Engrs*, 1938, 138, 415.
- (24) DUMANOIS (P.). — Cours de l'École Nationale supérieure du Pétrole et des Moteurs.
- (25) GARNER (F. H.), MORTON (F.), SAUNBY (J. B.) et GRIGG (G. H.). — Preflame reactions in Diesel engines, Part. IV. *Journal of Inst. of Petr.*, avr. 1957.
- (26) GARNER (F. H.), O. B. E., GRIGG (G. H.), MORTON (F.) et REID (W. D.). — Preflame Reactions in Diesel Engines, Part III. *Journal of I. P.*, Marel 1956.
- (27) GARNER (F. H.), MORTON (F.) et SAUNBY (J. B.). — Preflame reactions in Diesel engines, Part V. *Journal of Inst. of Petr.*, juin 1961.
- (28) DOWNS (D.), STREET (J. C.) et WHEELER (R. W.). — A unified concept of combustion in I. C. engines, IV^e Congrès du Pétrole, Rome, 1955.
- (29) DUMANOIS (P.), LAFFITE et PRETTRE. — Comptes rendus à l'Académie des Sciences, 191, p. 329 et p. 414, 1930.
- (30) TOWNEND. — *J. Chem. Soc.*, 1938.
- (31) MOUREU (C.), DUFRAISSE (C.) et CHAUX (R.). — *Chim. et ind.* 18, 3, 1927.
- (32) HURN (R. W.) et HUGES (K. J.). — Combustion characteristics of Diesel fuels. S. A. E. *Journal*, VI, p. 25.
- (33) LAVENDAHL (W.) et HOWARD (F. L.). — Apparatus of studying auto-ignition of engine fuels. *Journal of Research of the National Bureau of standards*, 46, n° 4, avr. 1951.
- (34) PASTELL (D. L.). — Motored engine studies simplify knock research. S. A. E. *Journal*, 1950, p. 70.

- (35) WALCUT (G.) et RIFKIN (E. R.). — Joint symposium on combustion Chemistry, American Chemical Society, 1951.
- (36) SCHWEITZER (P. H.). — What can be gained by pilot injection, *Automotive Industries*, **79**, 1958, p. 533.
- (37) SCHWEITZER (P. H.), ALPERSTEIN (M.) et SWIN (W. B.). — Fumigation kills smoke, improves Diesel performance. S. A. E., National Diesel Engine Meeting, Cleveland, Ohio, 6 Nov. 1957.
- (38) VINCENT et IBRAHIM. — Le contrôle de la combustion des moteurs Diesel. S. A. E. *Preprint*, n° 401 A, sept. 1961.
- (39) RICARDO (H.). — The high speed internal-combustion Engine. *Blackie and Sogs*, London, 1953.
- (40) LYX (W. T.). — Diesel combustion study by infra-red emission. *Journal of Institute of Petroleum*, February 1957.
- (41) BOERLAGE et BROEZE. — *Chem. Rev.*, **XXII**, 1938.
- (42) KHAN (I.). — Influence de l'avance à l'injection carburante sur le délai d'inflammation. Étude effectuée à la *Station Claude Bonnier* à Bellevue.
- (43) KHAN (I.). — Influence de la double injection sur la combustion du moteur Poyaud. Étude effectuée à la *Station Claude Bonnier* à Bellevue.
- (44) ELLIOTT (M. A.) et DAVIS (R. F.). — Dual-Fuel Combustion in Diesel Engines. *Industrial and Engineering Chemistry*, **XLIII**, n° 12, Dec. 1951, p. 2854-2864.
- (45) PISCHINGER (A. et F.). — Der Einfluss der wand bei der Verbrennung eines Brennstoffstrahles in einem Luftwirbel, *MTZ*, Januar 1959.
- (46) VICHNIEVSKY (R.) et MONNOT (G.). — Manographes photo-électriques. *Rev. Inst. Franç. du Pétrole*, **II**, n° 8-9, p. 381.
- (47) VICHNIEVSKY (R.) et GAY (J.). — Mise en œuvre du quartz pour la mesure des pressions. *Rev. Inst. Franç. du Pétrole*, **II**, n° 8-9, p. 400.
- (48) VICHNIEVSKY (R.), MONNOT (G.) et GUYOT (R.). — Manographes à capacité. *Rev. Inst. Franç. du Pétrole*, **II**, n° 8-9, p. 422.
- (49) THALER (L.), VICHNIEVSKY (R.) et BRODERS (E.). — Manographes stroboscopiques. *Rev. Inst. Franç. du Pétrole*, **II**, n° 8-9, p. 464.
- (50) ZELBSTEIN (U.), LAFORE (P.). — Méthodes et appareils pour la mesure des pressions dans les moteurs à combustion interne. S. D. I. T., n° 29/E, août 1950.
- (51) SOUKIASSIAN (L.) et MARCADET (J.). — Indicateurs Électroniques de Pression, cours E. N. S. P. M., C. E. S. Moteurs et Application, *Technip*, Paris, janv. 1960.
- (52) Projet de classification par l'indice de cétane des produits non spécialement destinés au moteur Diesel, Méthode A. S. T. M. D 613 modifiée, réf. I. F. P. 7937, nov. 1962.
- (53) SALÉ (B.). — Contribution à l'étude de la combustion normale dans les moteurs à allumage commandé. *Rev. Inst. Franç. du Pétrole*, **XIII**, 6, p. 1040; **XIII**, 7-8, p. 1157 et **XIII**, 9, p. 1279.
- (54) DICKSEE (C. B.). — Open Combustion-Chamber Diesel Engines in Britain, S. A. E. Quarterly Transactions, January 1949.
- (55) DEM'JANOV (L. A.), AKHTJAMOV (U. S.), AGREEV (I. V.), PAKHOMOV (K. A.) et SARAFANOV (S. K.) (Traduction R. VICHNIEVSKY). — Fonctionnement du moteur A3-204, alimenté en combustibles allégés. *Avtom. prom. S. S. S. R.*, 1961, n° 2, 23-27 (réf. I. F. P. 6716, sept. 1961).
- (56) BAUDRY (J.) et KHAN (I.). — Influence de variations rapides de la charge sur la combustion du moteur Poyaud. Réf. I. F. P. 7221, mars 1962.
- (57) FRECAUT (J.). — Communications personnelles.

DEUXIÈME THÈSE

PROPOSITIONS DONNÉES PAR LA FACULTÉ

THÉORIE DES JETS DANS UN ESPACE CONFINÉ

Vu et approuvé :

Paris, le 31 mai 1963

Le Doyen
de la Faculté des Sciences,

MARC ZAMANSKY

Vu et permis d'imprimer :

Le Recteur de l'Académie
de Paris,

JEAN ROCHE



